

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛУЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ  
МАШИНИ**

***ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ***

***Випуск 13***

Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ

Луцьк 2005

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 13. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2005. – 285 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького державного університету, протокол № 12 від 30.06.2005 р.

У збірник включені статті з сільськогосподарської техніки. Наведені дослідження з фізико-механічних властивостей матеріалів, дослідження машин і процесів збирання льону, цукрового буряка та картоплі, сушіння сільськогосподарських матеріалів. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящей сборник включены статьи по сельскохозяйственной технике. Приведены исследования по физико-механическим свойствам материалов, исследования машин и процессов уборки льна, сахарной свеклы и картофеля, сушки сельскохозяйственных материалов. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Сборник рассчитан на научных работников.

Редакційна колегія: д.т.н., проф., акад. ІАУ Г.А. Хайліс (відповід. ред.), д.т.н., проф., акад. АІНУ В.В. Божидарнік, д.т.н., проф., член-кор. УААН В.М. Булгаков, д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко, д.т.н., проф., член-кор. ІАУ М.М. Хелемендик, д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський, д.т.н., проф. Р.Б. Гевко, д.т.н, проф. В.І. Шваб'юк, д.с.-г.н., проф. М.Й. Шевчук, д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.), к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук, к.т.н. І.Є. Цизь (відповід. секретар), М.М. Толстушко.

© Луцький державний технічний університет, 2005  
(Свідоцтво про держреєстрацію ВЛ №165 від 08.07.2000 р.)

УДК 631

В.Ф. Дідух, д.т.н.

Луцький державний технічний університет

## **КАФЕДРИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ЛДТУ – 20 РОКІВ**

*У статті описано основні етапи становлення та розвитку кафедри сільськогосподарського машинобудування Луцького державного технічного університету.*

Кафедра сільськогосподарського машинобудування була утворена відповідно до наказу № 91 від 4.09.85 р. про структурні зміни в Луцькому філіалі Львівського ордена Леніна політехнічного інституту. Згідно з наказом, на базі кафедри технології машинобудування сформували дві кафедри: технології машинобудування і сільськогосподарського машинобудування.

Завідувачем кафедри був призначений уже відомий на той час спеціаліст з сільськогосподарських машин доктор технічних наук, професор Хайліс Гедаль Абрамович. До складу кафедри ввійшли викладачі: доц. А.М. Свиридович, доц. В.С. Нарусевич, доц. А.С. Мочкін, доц. П.П. Гоцалюк, доц. Ю.П. Садовський, ас. М.Г. Грушецька. При кафедрі було створено секцію управління виробництвом. Керував секцією к.е.н., доц. В.І. Павлов. До секції ввійшли наступні викладачі: к.х.н. Н.Т. Рудь, к.е.н. В.А. Романтєєва, ас. Л.Г. Ліпич. Завідувачем лабораторіями був призначений І.П. Овчінніков.

На кафедрі під керівництвом та за участі професора Г.А. Хайліса були створені лабораторні й навчальні установки, стенди, були організовані навчальні лабораторії, у яких працювали лаборанти і учбові майстри.

У 1987 році першим аспірантом кафедри став ст. лаборант В.Ф. Дідух.

У 1988 році кафедру очолив доцент Свиридович Олександр Микитович. Під його керівництвом за наказом № 93 від 5.09.89 р. кафедру сільськогосподарського машинобудування було перейменовано у кафедру сільськогосподарських машин.

Паралельно в с. Рокині було відкрито філіал кафедри, роботу якого забезпечували к.т.н. М.М. Хелемендик і к.т.н. В.Й. Попко. На базі філіалу з потужною матеріально-технічною базою проводились практичні і лабораторні заняття із спеціальних дисциплін.

У 1989 році завідувачем кафедри знову став професор Г.А. Хайліс.

У 1991 році відбулась реорганізація кафедри: секція економіки управління виробництвом стала кафедрою економіки і управління виробництвом згідно з наказом № 75/76 від 30.09.91 р.

Кінцева назва кафедри була закріплена наказом № 135 від 15.08.93 р., згідно з яким до складу машинобудівного факультету за пунктом 1 входить кафедра сільськогосподарського машинобудування і відповідно до теперішньої класифікації, готує фахівців за напрямком “Інженер-механік” з спеціальності “Машини та засоби сільськогосподарського виробництва”.

За цей час змінився викладацький та лаборантський склад кафедри. На кафедру прийшли викладачі, які підготували і захистили дисертації: к.т.н. Ю.Л. Гунько, к.т.н. М.В. Вржещ, к.т.н. М.В. Усенко, ст. викл. М.С. Шведик, молоді випускники асистенти С.Г. Панасюк, Ю.В. Федорусь, В.А. Сай.

З 1995 року в зв'язку з висуненням професора Г.А. Хайліса на посаду проректора з наукової роботи кафедру очолив к.т.н., доц. Шведик Микола Степанович. В цей час кафедру поповнили к.т.н. С.Ф. Юхимчук, к.с.-г.н. С.Є. Голячук, д.с.-г.н. М.Й. Шевчук, к.т.н. В.М. Карпюк, В.Ф. Довгополюк, Б.Ф. Пасаман. Змінювався також навчально-допоміжний персонал.

У 1996 р. кафедра почала готувати фахівців зі спеціальності 7.090215 “Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва”.

У грудні 2000 р. кафедру очолив к.т.н., доцент Дідух Володимир Федорович. В цей час на кафедру прийшли молоді викладачі Р.В. Кірчук і І.Є. Цизь.

У зв'язку із подальшим розвитком кафедри у липні 2003 року за наказом № 151/В від 13.07. 2003 р. її поділили на дві кафедри: сільськогосподарського машинобудування і обладнання переробних виробництв. Серед нових спеціальностей, відкритих в університеті – обладнання лісового комплексу, закріплена за кафедрою. За підготовку студентів з цієї спеціальності відповідає к.т.н., доцент М.В. Вржещ.

На сьогодні кафедру очолює д.т.н., професор Дідух Володимир Федорович, а до складу кафедри входять працівники: проф., д.т.н., академік ІАУ Г.А. Хайліс, проф., д.т.н. член-кореспондент ІАУ М.М. Хелемендик, доценти, к.т.н. М.С. Шведик, М.В. Усенко, М.В. Вржещ, С.Ф. Юхимчук, к.т.н., в. о. доц. Р.В. Кірчук, І.Є. Цизь, в. о. доц. М.Г. Грушецька, асистенти В.Ф. Довгополюк, Б.Ф. Пасаман, В.В. Сацок. Сумісники д.т.н., проф. Т.І. Рибак, доц., к.т.н. В.Й. Попко.



На кафедрі працюють ст. лаборант Р.Й. Поліщук, інженер-програміст О.М. Гапонюк, учбовий майстер Ю.І. Козелко, завідувачем лабораторіями є випускник кафедри В.В. Тарасюк.

Матеріально-технічна база кафедри постійно змінюється відповідно до сучасних вимог, поповнюється новими площами, обладнанням, приладами, інструментами та матеріалами, які використовуються у навчальному процесі.

Матеріально-технічна база кафедри дозволяє на високому рівні забезпечити навчальний процес набраного контингенту за спеціальністю. На сьогоднішній день кафедра використовує 1 лекційну аудиторія, 8 лабораторій загальною площею 417 м<sup>2</sup>.

Найбільш якісно укомплектована лабораторія “Взаємозаміни, стандартизації та технічних вимірювань”, де відбуваються заняття всіх спеціальностей університету за аналогічним предметом. На критому майданчику лабораторного корпусу зберігаються зернозбиральний, бурякозбиральний, льонозбиральний комбайн, ґрунтообробні та посівні машини, машини для післязбирального обробітку та механізації тваринництва. За кафедрою закріплено комп’ютерний клас на 10 посадочних місць.

Співробітники кафедри і в першу чергу її завідувач багато зробили у підготовці навчальної літератури. За період з 1985 р. до теперішнього часу кафедрою підготовлено значний об’єм навчально-методичної літератури. Найбільш вагомі праці:

1. Расчет рабочих органов почвообрабатывающих машин (автор Г.А. Хайліс, Київ, НМК ВО, 1990 р.);
2. Розрахунок робочих органів збиральних машин (автори Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк, Київ, НМК ВО, 1991 р.);
3. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин (автори Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк, Київ, НМК ВО, 1991 р.);
4. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин (автор Г.А. Хайліс, Київ, УСГА, 1992 р.);
5. Сельскохозяйственные материалы (автор Г.А. Хайліс, Москва, ИК “Родник”, 1998 р.);
6. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів (автори Г.А. Хайліс, А.Ю. Горбовий, З.О. Гошко, М.М. Ковальов, О.О. Налобіна, С.Ф. Юхимчук, Луцьк, Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998 р.);
7. Теорія технічних систем АПК (автори М.М. Хелемендик, Г.І. Люлька, І.М. Хелемендик, Луцьк, Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2003 р.);

8. Напрямки і методи розробки робочих органів сільськогосподарських машин (автор М.М. Хелемендик, Київ: Аграрна наука, 2001 р.);

9. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання (автор М.Г. Грушенька, Луцьк, Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004 р.) і ін.

З перших днів створення кафедри почала активно займатись науково-дослідною роботою з дослідження та удосконалення ряду сільськогосподарських машин і технологічних процесів сільськогосподарського виробництва. Проводились дослідження з механізації льонарства, садівництва, вирощування ягід, сушіння матеріалів, механізації меліоративних робіт і механічних властивостей рослинних матеріалів, що дало можливість заснувати нову наукову дисципліну “Механіка рослинних матеріалів”. На кафедрі розроблені оригінальні робочі органи сільськогосподарських машин, визнані винаходами. Розроблено новий перспективний льонокомбайн, який демонструвався в 2005 р. на виставці сільськогосподарської техніки у м. Києві. Загальна кількість авторських свідоцтв і патентів на винаходи за період існування кафедри складає 124, а число наукових публікацій складає понад 400.

На кафедрі створена наукова школа під керівництвом д.т.н., проф. Г.А. Хайліса, починають створюватись школи і інших керівників. За період з 1987 р. до теперішнього часу успішно закінчили аспірантуру кафедри і стали кандидатами технічних наук 25 чоловіки, з них 14 чоловік під керівництвом проф. Г.А. Хайліса, 4 чоловік під керівництвом проф. В.Ф. Дідуха.

Основна наукова література, видана співробітниками кафедри за період з 1985 р.:

1. Льноуборочные машины (автори Г.А. Хайліс, М.Н. Биков, В.Н. Бухаркін, Г.К. Васильєв, Б.П. Можаров, М.: Машиностроение, 1985 р.);

2. Исследование сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных (автори Г.А. Хайліс, М.М. Ковальов, М.: Колос, 1994 р.);

3. Механика растительных материалов (автор Г.А. Хайліс, К.: УААН, 1994 р. і 2002 р.);

4. Теория льнотеребильных аппаратов с поперечными ручьями (автори Г.А. Хайліс, М.М. Ковальов, К.: УААН, 1999 р.);

5. Механіка рослинних матеріалів (автори Г.А. Хайліс, Ю.В. Федорусь, Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2005 р.);

6. Цукрові буряки на заході України (автори М.М. Хелемендик, С.В. Петренко, В.П. Дмитрук, Луцьк: Надстир'я, 2001 р.);

7. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів (автор В.Ф. Дідух, Луцьк, Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002 р.) і ін.

Сьогодні науково-дослідна робота кафедри ведеться за темами під керівництвом досвідчених вчених, які очолюють окремі творчі групи:

1. Дослідження і удосконалення льонозбиральних машин (Г.А. Хайліс, В.А. Сай, Ю.В. Федорусь, С.Ф. Юхимчук);

2. Енергозберігаючі технології у післязбиральному обробітку с/г культур (В.Ф. Дідух, Р.В. Кірчук, І.Є. Цизь, С.Г. Панасюк, І.В. Дударев);

3. Розробка технологій і засобів використання сапропелів Волині (В.Ф. Дідух, І.Є. Цизь, В.В. Сацюк, В.В. Грабовець);

4. Технічні і технологічні основи вдосконалення енергозберігаючих процесів сівби зернових колосових культур (М.С. Шведик);

5. Розробка основ ефекту механічної вибіркості видалення сходів рослин (М.М. Хелемендик, М.В. Вржещ, А.М. Кушпель);

6. Розробка принципів створення с/г машин на основі технологічної нечутливості їхнього функціонування (М.В. Усенко).

Тематика науково-дослідної та методичної роботи повністю відповідає навчальному профілю кафедри. Результати НДР регулярно заслуховуються на наукових та методичних семінарах.

Дає результати наукова лабораторія „Механіки сільськогосподарських матеріалів і середовищ”, у якій проводять дослідження обдаровані студенти. Серед учасників всеукраїнської олімпіади за спеціальністю „Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва” у 2005 р. магістр Василь Куденчук отримав диплом третього ступеня.

Викладачі, які в різні роки навчалися в аспірантурі і захистили дисертації, працюють на кафедрі: В.Ф. Дідух, М.С. Шведик, С.Ф. Юхимчук, Р.В. Кірчук, І.Є. Цизь. У 1996 році докторську дисертацію захистив М.М. Хелемендик, а у 2003 р. – В.Ф. Дідух. Випускниками кафедри є С.Ф. Юхимчук, І.Є. Цизь, В.В. Сацюк.

З 1995 року по 2001 рік працювала спеціалізована вчена рада із захисту дисертацій на здобуття вченого ступеня к.т.н. Захищено 42 здобувачі.

Налагоджені зв'язки із організаціями як на Україні, так і за кордоном: Люблінська сільськогосподарська академія /Польща/, Всеросійський інститут механізації льонарства /ВНИПТИМЛ/ (Росія), заводами ВАТ “Ковельсьільмаш”, ВАТ “Червона зірка” – м. Кіровоград,

ННЦ “ІМЕСГ”, Первомайський центр по енергозберіганню (Миколаївська область). Підтримуються дружні стосунки із спорідненими кафедрами і факультетами профільних ВУЗів України.

При кафедрі діє студентське конструкторське виробниче бюро (СІОБ), яке залучає студентів до розробки конструкторської технологічної документації, здійснює підготовку користувачів ПЕОМ. У процесі навчання студенти засвоюють навички творчої роботи з сучасною обчислювальною технікою і обладнанням, найпоширенішими прикладними комп'ютерними програмами.

УДК 631.358(088.8)

В.М. Барановський, к.т.н., Д.Г. Войтюк, к.т.н., А.Ю. Виговський  
Національний аграрний університет  
Г.А. Герасимчук  
Луцький державний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ КОМБІНОВАНОГО ДООЧИСНИКА ВОРОХУ КОРЕНЕПЛОДІВ**

*Наведено результати теоретичних досліджень необхідної пропускної здатності транспортерно-звинтового доочисника залежно від режимів роботи коренезбиральної машини.*

**Постановка проблеми.** Технологічність ефективної та експлуатаційної роботи будь-якого доочисника коренезбиральної машини характеризується у першу чергу його функціональними показниками якості роботи та пропускною здатністю, або спроможністю транспортування викопаного вороху коренеплодів без “звантаження” на робочих поверхнях.

Дослідження подачі викопаного вороху, який надходить до доочисника з викопувальних робочих органів коренезбиральної машини в загальному контексті є одним із перших проміжних етапів подальшого обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів для відокремлення домішок від коренеплодів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз останніх публікацій [1] показав, що наведені результати досліджень відносяться до загальних положень визначення кількості вороху, який викопується відповідними робочими органами. Ґрунтовні дослідження подачі вороху, який викопується односторонніми пасивними сферичними

дисками в літературі відсутні, що й обумовило проведення даних досліджень.

**Мета досліджень.** Метою наших досліджень є удосконалення методики обґрунтування параметрів очисних робочих органів шляхом встановлення закономірностей зміни кількості викопаного вороху залежно від режимів роботи коренезбиральної машини.

**Результати досліджень.** З метою подальшої інтенсифікації процесу відокремлення рослинних і ґрунтових домішок від коренеплодів ми запропонували удосконалену схему комбінованого транспортерно-гвинтового доочисника [2].

Для того, щоб транспортерно-гвинтовий доочисник був спроможний перепустити через свої робочі поверхні задану масову кількість вороху, необхідно, щоб його пропускна здатність за одиницю часу  $t$  була більшою або рівною відповідній подачі викопаного вороху, який надходить до нього з викопувальних робочих органів. За одиницю часу приймаємо час рівний 1 секунді, тобто  $t = 1$  с, тоді

$$W_o \geq W_{n.g}, \quad (1)$$

де  $W_o$  - пропускна здатність доочисника за 1 с, кг/с;  $W_{n.g}$  - подача вороху, який надходить до доочисника за 1 с, кг/с.

У свою чергу, подачу вороху, що надходить до доочисника, виразимо через подачу вороху, який безпосередньо викопується робочими органами з урахуванням тієї частини вороху, котра попередньо відсепарується на шляху його переміщення від викопувальних робочих органів до транспортерно-гвинтового доочисника, тобто враховуючи при цьому відповідний загальний коефіцієнт сепарації вороху. Тоді

$$W_{n.g} = W_g \eta_c, \quad (2)$$

де  $W_g$  - подача вороху, який безпосередньо викопується робочими органами коренезбиральної машини за 1 с, кг/с;  $\eta_c$  - загальний коефіцієнт сепарації вороху.

Для розрахунку подачі вороху, який викопується робочими органами коренезбиральної машини  $W_g$ , складено розрахункову еквівалентну схему, яка наведена на рис. 1.

При формалізації опису процесу викопування коренеплодів, тобто визначення подачі вороху  $W_g$ , який безпосередньо викопується викопувальними робочими органами коренезбиральної машини, приймаємо такі припущення:

- основним викопувальним робочим органом, який застосовується для збирання кормових буряків, є пасивний односторонній сферичний диск

- 1, встановлений під кутом атаки по відношенню до напрямку руху машини;
- коренеплід 2 має форму, під час формалізації опису якої були накладені певні припущення, що наведені [3];
  - на всьому шляху коренезбиральна машина рухається прямолінійно, а глибина ходу сферичного диска постійна;
  - коренеплоди в рядку розташовані рівномірно і їх кількість на 1 погонному метрі кожного рядка однакова, а агрофізичні параметри мають середні розміри, тобто загальна довжина, діаметр головки коренеплодів дорівнюють середнім розмірам кормових буряків середньої урожайності;
  - у складі викопаного вороху відсутні інердні тіла.

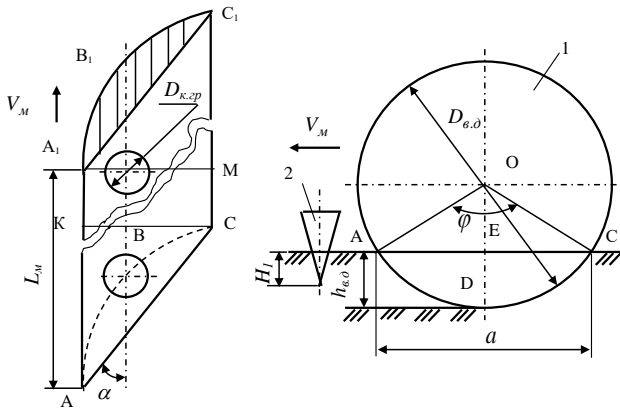


Рис. 1. Схема для розрахунку подачі вороху: 1 – сферичний диск; 2 – коренеплід

У процесі руху коренезбиральної машини з поступальною робочою швидкістю  $V_M$  за одиницю часу  $t$  сферичний диск 1, глибина ходу якого  $h_{с.д}$ , проходить шлях  $L_M$ , значення якого дорівнює  $V_M t$  і вирізає у ґрунті канавку, яка утворена контуром фігури  $ABCA_1B_1C_1$  і в межах якої знаходиться викопаний диском 1 ворох коренеплодів, тобто ґрунт, коренеплоди 2 і рослинні домішки.

Тоді подача вороху  $W_в$  за одиницю часу становить

$$W_в = W_{сп} + W_k + W_{р.д}, \quad (3)$$

де  $W_{сп}$ ,  $W_k$ ,  $W_{р.д}$  - відповідно подача ґрунту, коренеплодів і рослинних домішок, які викопуються сферичними дисками за одиницю часу, кг/с.

У нашому випадку, відповідні подачі ґрунту, коренеплодів і рослинних домішок, які викопуються сферичними дисками за час  $t = 1$  с, будуть не що інше, як відповідні маси ґрунту  $M_{cp}$  (кг/с), коренеплодів  $M_k$  (кг/с) і рослинних домішок  $M_{p.o}$  (кг/с), які викопуються сферичними дисками за час  $t = 1$  с, тобто справедлива рівність

$$W_e = W_{cp} + W_k + W_{p.o} = M_{cp} + M_k + M_{p.o}. \quad (4)$$

Маса ґрунту, яка викопується сферичними дисками за одиницю часу, дорівнює

$$M_{cp} = V_{e,cp} \rho_{cp} n, \quad (5)$$

де  $V_{e,cp}$  - об'єм ґрунту, який викопується одним сферичним диском за одиницю часу, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_{cp}$  - питома маса ґрунту, кг/м<sup>3</sup>;  $n$  - кількість рядків, які одночасно викопуються дисками, шт.

Для визначення об'єму ґрунту  $V_{e,cp}$ , який викопується одним сферичним диском, розглянемо складену розрахункову схему рис. 1.

Загальний об'єм фігури  $ABCA_1B_1C_1$ , або загальний об'єм вороху коренеплодів складається з об'єму ґрунту  $V_{e,cp}$  та об'єму підземної частини  $V_{e,k}$  викопаних коренеплодів 2. Позначимо загальний об'єм фігури  $ABCA_1B_1C_1$  через  $V_3$ , тоді об'єм ґрунту, що буде викопуватися одним сферичним диском за одиницю часу становить

$$V_{e,cp} = V_3 - V_{e,k}, \quad (6)$$

де  $V_3$ , - загальний об'єм вороху, який викопуються одним сферичним диском за одиницю часу, м<sup>3</sup>/с;  $V_{e,k}$  - об'єм підземної частини викопаних коренеплодів одним диском за одиницю часу, м<sup>3</sup>/с.

Загальний об'єм  $V_3$  фігури  $ABCA_1B_1C_1$ , який викопується одним диском за одиницю часу, визначається за формулою

$$V_3 = F_3 L_m, \quad (7)$$

де  $F_3$  - площа поперечного перерізу фігури  $ABCA_1B_1C_1$ , м<sup>2</sup>;  $L_m$  - шлях, який проходить машина за 1 с, м/с.

У нашому випадку, числове значення шляху  $L_m$ , який проходить машина за 1 с, відповідно дорівнює поступальній робочій швидкості руху коренезбиральної машини  $V_m$ , тобто справедлива тотожність (рівність)  $L_m \cong V_m$ .

Площа поперечного перерізу  $F_3$  фігури  $ABCA_1B_1C_1$  є не що інше, як площа поперечного перерізу сегмента  $AEDC$ , який утворений дугою  $ACD$  кола сферичного диска діаметром  $D_{\phi,0}$ , що стягується хордою  $AC$ , довжину якої позначимо через  $a$ .

Згідно [4] площа поперечного перерізу  $F_3$  і довжина хорди  $a$  дорівнюють

$$F_c = 0,5R_k^2 \left[ (\pi\alpha / 180^\circ) - \sin\alpha \right]; \quad (8)$$

$$a = 2R_{\phi,0} \sin(\varphi / 2), \quad (9)$$

де  $R_{\phi,0}$  - радіус сферичного диска, м;  $\varphi$  - центральний кут, град;  $a$  - довжина хорди, м.

Виразивши  $\sin\varphi/2$  та визначивши центральний кут  $\varphi$  із (9) і довжину хорди  $a = 2\sqrt{h_{\phi,0}(D_{\phi,0} - h_{\phi,0})}$  та підставивши ці значення у рівняння (7) отримуємо залежність для загального об'єму вороху коренеплодів  $V_3$

$$V_3 = 0,125V_M D_{\phi,0} \left\{ \begin{array}{l} \left[ \pi \arccos \left( 1 - \frac{8h_{\phi,0}(D_{\phi,0} - h_{\phi,0})}{D_{\phi,0}^2} \right) \right] / 180^\circ - \\ - \sin \left[ \arccos \left( 1 - \frac{8h_{\phi,0}(D_{\phi,0} - h_{\phi,0})}{D_{\phi,0}^2} \right) \right] \end{array} \right\}, \quad (10)$$

де  $D_{\phi,0}$  - діаметр сферичного диска, м;  $h_{\phi,0}$  - глибина ходу сферичного диска, м.

Об'єм підземної частини викопаних коренеплодів  $V_{\phi,K}$  одним диском за одиницю часу залежить від загальної кількості коренеплодів  $j$  на одному погонному метрі рядка, їх розмірно-масових характеристик, глибини залягання коренеплодів в ґрунті відносно рівня поля  $H_l$  та швидкості руху коренезбиральної машини  $V_M$ .

У загальному випадку об'єм підземної частини  $V_k$  (м<sup>3</sup>) одного коренеплоду визначено в [3]. Тоді об'єм підземної частини викопаних коренеплодів  $V_{\phi,K}$  з одного рядка (одним диском) за одиницю часу дорівнює

$$V_{\phi,K} = V_k J_k = V_k j c = \frac{\pi D_k^2 H_l^3}{(L_k - 0,5D_k)^2} j V_M, \quad (11)$$



де  $J_k$  - кількість коренеплодів, які викопуються з одного рядка за 1 с, шт./с;  $j$  - кількість коренеплодів на 1 погонному метрі рядка, шт.;  $c$  - кількість погонних метрів, які проходить машина за 1 с, од./с.

У нашому випадку, числове значення кількості погонних метрів  $c$ , які проходить машина за 1 с, відповідно, дорівнює довжині шляху  $L_m$ , який проходить машина за 1 с. Але, в свою чергу, числове значення довжини шляху  $L_m$ , який проходить машина за 1 с, відповідно дорівнює швидкості руху машини  $V_m$ , тобто справедлива тотожність  $c \cong L_m \cong V_m$ , загальною розмірністю одиниць вимірювання складових величин якої буде відношення безрозмірної величини до часу рівного 1с, або 1/с.

З урахуванням викладеного, залежність (11) має вигляд

$$V_{\kappa} = \frac{\pi D_k^2 H_l^3}{(L_k - 0,5D_k)^2} j V_m. \quad (12)$$

Після відповідних перетворень отримаємо залежність для визначення об'єму ґрунту  $V_{\kappa,sp}$ , який викопується одним сферичним диском за час рівний 1 с

$$V_{\kappa,sp} = 0,125 V_m \left\{ \begin{array}{l} D_{\kappa,0}^2 \left[ \begin{array}{l} \pi \arccos \left( 1 - \frac{8h_{\kappa,0}(D_{\kappa,0} - h_{\kappa,0})}{D_{\kappa,0}^2} \right) / 180^\circ - \\ - \sin \arccos \left( 1 - \frac{8h_{\kappa,0}(D_{\kappa,0} - h_{\kappa,0})}{D_{\kappa,0}^2} \right) \end{array} \right] \\ - \frac{\pi D_k^2 L_k^3 k_{H_1 L_k}^3}{8(L_k - 0,5D_k)^2} j \end{array} \right\}. \quad (13)$$

Тоді, згідно з (5) і (13), математична залежність для визначення маси ґрунту  $M_{\kappa,sp}$ , який викопується сферичними дисками за час 1 с, має вигляд

$$M_{\kappa,sp} = 0,125 V_m \rho_{\kappa,sp} n \left\{ \begin{array}{l} D_{\kappa,0}^2 \left[ \begin{array}{l} \pi \arccos \left( 1 - \frac{8h_{\kappa,0}(D_{\kappa,0} - h_{\kappa,0})}{D_{\kappa,0}^2} \right) / 180^\circ - \\ - \sin \arccos \left( 1 - \frac{8h_{\kappa,0}(D_{\kappa,0} - h_{\kappa,0})}{D_{\kappa,0}^2} \right) \end{array} \right] \\ - \frac{\pi D_k^2 L_k^3 k_{H_1 L_k}^3}{8(L_k - 0,5D_k)^2} j \end{array} \right\}. \quad (14)$$

Маса  $M_k$  коренеплодів 2, які викопуються сферичними дисками за одиницю часу  $t$ , залежить від урожайності коренеплодів  $Q_k$ , кількості рядків  $n$ , які одночасно викопуються дисками і робочої швидкості руху машини  $V_m$ . Урожайність коренеплодів визначається у першу чергу їх розмірно-масовими характеристиками та густотою насаджень, або загальною кількістю коренеплодів на одному погонному метрі рядка  $j$ .

Маса коренеплодів  $M_{k_j}$ , яка викопується одним сферичним диском з одного рядка за одиницю часу, із врахуванням положень і тверджень, які викладені під час аналізу об'єму підземної частини коренеплодів, становить

$$M_{k_j} = m_k J_k = m_k j c = m_k j V_m, \quad (15)$$

де  $m_k$  - середня маса одного коренеплоду, кг.

Після перетворень отримаємо залежність для визначення маси коренеплодів  $M_k$ , яка викопується сферичними дисками за 1 с

$$M_k = \rho_k \left( \frac{\pi D_k^2}{12} H_k + \frac{\pi D_k^3}{12} \right) j V_m n. \quad (16)$$

Загальна маса рослинних домішок  $M_{p.o}$ , яка викопується сферичними дисками за одиницю часу, складається з маси залишків гички  $M_{з.з}$  (кг/с) на головках коренеплодів, маси гички  $M_z$  (кг/с), яка була втрачена в процесі її зрізування робочими органами гичкозбиральної машини та маси бур'янів  $M_b$  (кг/с), які перебувають у межах канавок, утворених поступальним рухом сферичних дисків, тобто

$$M_{p.o} = M_{з.з} + M_z + M_b. \quad (17)$$

Маса залишків гички  $M_{з.з}$  і маса втраченої гички  $M_z$  залежать від урожайності і сорту коренеплодів та якості роботи гичкозбиральної машини. Згідно з вихідними вимогами, довжина залишків гички на головках коренеплодів не повинна бути більшою за 4 см, або загальна питома маса залишків гички на площі  $1 \text{ м}^2$  не повинна перевищувати 8 % від урожайності гички. Питома маса втраченої гички згідно на площі  $1 \text{ м}^2$  не повинна перевищувати 10 % від урожайності гички. Згідно вихідних вимог до гичкозбиральних машин питома маса бур'янів не повинна перевищувати  $0,1 \text{ кг/м}^2$ .

Для подальших розрахунків приймаємо максимальні значення вказаних величин, тоді відповідні маси залишків гички  $M_{з.з}$ , втраченої

гички  $M_z$  і маси бур'янів, які викопуються сферичними дисками за одиницю часу, визначаються

$$M_{z,c} = 0,08U_z S_3 n; M_z = 0,1U_z S_3 n; M_\sigma = 0,1S_3 n, \quad (18)$$

де  $U_z$  - урожайність гички коренеплодів, кг/га;  $S_3$  - площа фігури  $AA_1CC_1$  на рівні поверхні ґрунту, яку утворює один сферичний диск за одиницю часу руху коренезбиральної машини, м<sup>2</sup>/с.  
Було отримано

$$M_{p,d} = 2V_m n \sqrt{h_{e,d} (D_{e,d} - h_{e,d})} (0,18U_z + 0,1) \sin \alpha, \quad (18)$$

де  $\alpha$  - кут встановлення сферичного диска відносно напрямку руху коренезбиральної машини, град.

Таким чином, після відповідних спрощень, залежність для визначення подачі вороху  $W_\sigma$ , який безпосередньо викопується сферичними дисками за час руху коренезбиральної машини  $t = 1$  с, має вигляд

$$W_\sigma = V_m n \left[ \rho_{zp} \left( 0,125D_{e,d}^2 X_1 - jk_{H_{Lk}}^3 X_2 \right) + j\rho_k X_3 + 2X_4 \right], \quad (19)$$

де  $X_1 = \pi \arccos \left( 1 - \frac{8h_{e,d} (D_{e,d} - h_{e,d})}{D_{e,d}^2} \right) / 180^\circ - \sin \arccos \left( 1 - \frac{8h_{e,d} (D_{e,d} - h_{e,d})}{D_{e,d}^2} \right)$ ;

$$X_2 = \frac{\pi D_k^2 L_k^3}{(L_k - 0,5D_k)^2}; X_3 = (L_k + 0,5D_k) \frac{\pi D_k^2}{12};$$

$$X_4 = (0,18U_z + 0,1) \sqrt{h_{e,d} (D_{e,d} - h_{e,d})} \sin \alpha.$$

Таким чином, умова функціональності роботи доочисника має вигляд

$$W_o \geq V_m n \left\{ \eta_c \left[ \rho_{zp} \left( 0,125D_{e,d}^2 X_1 - jk_{H_{Lk}}^3 X_2 \right) + 2X_4 \right] + j\rho_k X_3 \right\}. \quad (20)$$

Отримана теоретична залежність (20) є розрахунковою детермінованою математичною моделлю, яка характеризує необхідну пропускну здатність доочисника  $W_o$  залежно від умов і швидкості руху коренезбиральної машини та агробіологічних параметрів коренеплодів і лінійних характеристик викопувального робочого органу.

На рис. 2 наведено залежності необхідної розрахункової пропускну здатності доочисника  $W_o$  від зміни поступальної швидкості руху машини  $V_m$ , які побудовані згідно з рівнянням (2.70), при цьому  $\rho_{zp} = 1300$  кг/м<sup>3</sup>;  $D_{e,d} = 0,45$  м,  $h_{e,d} = 0,07$  м,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $117$ ];  $D_k =$

0,15 м,  $L_k = 0,25$  м,  $j = 5$  шт./п.м,  $U_c = 6$  кг/м<sup>2</sup>,  $k_{H,L_k} = 0,3$  [1, 6, 19],  $\rho_k = 600$  кг/м<sup>2</sup>.

Аналіз залежностей, які наведені на рис. 2, показує, що необхідна пропускна здатність доочисника  $W_o$  повинна змінюватися згідно з лінійною функцією, відповідно зростати прямопропорційно збільшенню робочої швидкості руху машини  $V_m$  та кількості рядків коренеплодів  $n$ , які збираються одночасно.

Таким чином, при робочій швидкості руху машини  $V_m = 1,6 \dots 2,0$  м/с, необхідна пропускна здатність транспортерно-гвинтового доочисника повинна знаходитися в межах:  $W_o = 36,9 \dots 46,5; 49,1 \dots 61,4$  і  $73,9 \dots 92,3$  (кг/с), відповідно, при одночасному збиранні 3, 4 і 6 рядків кормових буряків і загального коефіцієнта сепарації викопаного вороху на шляху його переміщення до доочисника  $\eta_c = 0,5$ . При значенні коефіцієнта  $\eta_c = 0,7$ , відповідно під час збирання 3, 4 і 6 рядків кормових буряків необхідна пропускна здатність транспортерно-гвинтового доочисника повинна перебувати в межах:  $W_o = 41,3 \dots 51,7; 55,0 \dots 68,8$  і  $82,7 \dots 103,4$  (кг/с).

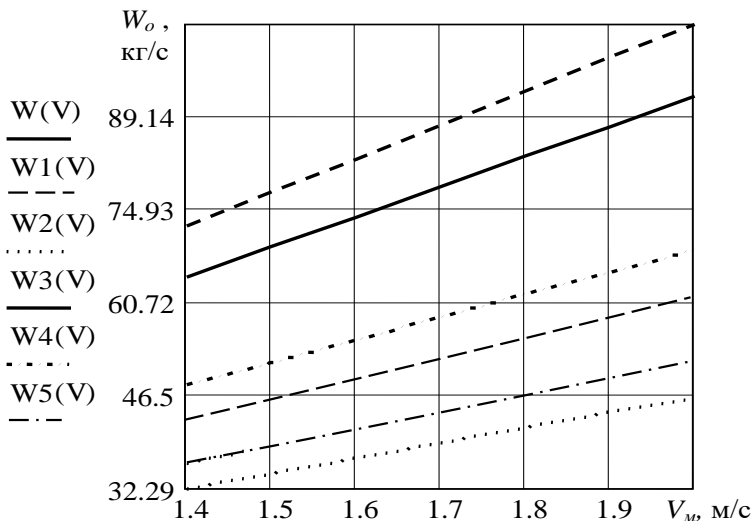


Рис. 2. Залежності пропускної здатності доочисника  $W_o$  від швидкості руху коренезбиральної машини  $V_m$ :  $W(V)$ ,  $W1(V)$ ,  $W2(V)$  – відповідно для  $n = 6, 4, 3$  рядків при  $\eta_c = 0,5$ ;  $W3(V)$ ,  $W4(V)$ ,  $W5(V)$  – відповідно для  $n = 6, 4, 3$  рядків при  $\eta_c = 0,7$

Ці твердження справедливі за умови, коли  $V_M = const$ ,  $h_{e,d} = const$ ,  $U_z = const$ . Насправді подача вороху  $W_{e,n}$  і відповідно пропускна здатність доочисника  $W_o$  буде коливатися в певних межах внаслідок нерівномірної швидкості руху коренезбиральної машини  $V_M$ , непостійної глибини ходу викопуючого диска  $h_{e,d}$ , урожайності гички  $U_z$  та коренеплодів, тобто їх неоднакових лінійних характеристик – діаметра  $D_k$ , довжини  $L_k$  коренеплодів, коефіцієнта співвідношення  $k_{H,L_k}$  глибини залягання коренеплодів у ґрунті та непостійного значення загального коефіцієнта сепарації вороху  $\eta_c$ .

**Висновки.** Пропускна здатність транспортерно-гвинтового доочисника  $W_o$  залежить від подачі викопаного вороху коренеплодів  $W_e$ , зміна яких описується математичною моделлю (20) і зростає прямопропорційно збільшенню робочої швидкості руху машини  $V_M$  та кількості рядків коренеплодів  $n$ , які збираються одночасно.

#### Література

1. Булгаков В.М., Лінник М.К., Гурченко О.П. Розрахунок основних параметрів технологічного процесу збирання буряків // Зб. наук. праць Національного аграрного університету „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том VI. „Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин”. – Київ: НАУ, 1999. - с. 220.
2. Барановський В.М., Соломка В.О., Онищенко В.Б., Кропивко С.В., Виговський А.Ю. Напрямки вдосконалення сепаруючих робочих органів коренезбиральних машин / Зб. наук. праць НАУ „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том XII. - Київ: НАУ, 2002. -С. 31-42.
3. Барановський В.М., Войтюк Д.Г., Кропивко С.В., Виговський А.Ю. Прогнозування кількості ґрунту на поверхні тіла коренеплоду // MOTRO’L 03, IV Міжн. наук.-техн. конф., Люблін-Київ, т.6, вид. НАУ, 2003. - С. 164-172.
4. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 706 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

## **КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРИНЦИПИ АДАПТИЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНО-ОЧИСНОГО КОМБІНОВАНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН**

*Викладено загальні принципи побудови і застосування адаптованого комбінованого очисного робочого органу коренезбиральних машин.*

**Постановка проблеми.** В теперішній час істотно змінилися механіко-технологічні принципи і технічні рішення, які використовуються під час конструювання коренезбиральних машин на різних стадіях їх проектування, виготовлення, випробування та впровадження в серійне виробництво. В результаті підвищилася якість виконання технологічного процесу, збільшилась продуктивність праці на збиранні коренеплодів. Разом з тим досягнутий рівень агротехнічних і техніко-експлуатаційних показників коренезбиральних машин не в повній мірі відповідають вимогам корінного підвищення якості виконання операції, повного усунення ручних робіт по очищенню коренеплодів від домішок.

Крім того, наявний парк коренезбиральних машин, як причіпних так і самохідних, у зв'язку з специфікою виконання робіт використовується в дуже короткий проміжок часу – в кращому випадку з середини вересня до початку листопада. Більшість машин і конструкцій основних очисних робочих органів однотипні, тобто призначені для збирання однієї культури коренеплодів через різноманітність їх біологічних характеристик і фізичних властивостей [1, 2, 3].

Економічна ефективність використання таких машин перебуває на доволі низькому рівні, що зовсім не відповідає теперішнім умовам господарювання, як в колективних товариських господарствах, так, тим більше, і фермерських. Розробка та обґрунтування універсальних адаптивних очисних робочих органів коренезбиральних машин дозволить значно розширити строки, діапазон та способи застосування збиральних машин шляхом збирання більш широкого спектру коренеплодів, включаючи збирання однією коренезбиральною машиною коренеплодів цукрових буряків (ЦБ), кормових буряків (КБ), столових буряків (СБ), моркви (М), редьки (Р) і т.п.

Підвищення технологічної ефективності та строків використання коренезбиральних машин шляхом розробки та обґрунтування технологічних процесів і універсальних адаптивних очисних робочих органів є актуальною народногосподарською проблемою. Застосування універсальних машин зі змінними адаптивними очисними робочими органами розширить їх строки використання у продовж року при їх стабільних агротехнічних показниках якості роботи, що призведе до зростання економічних та техніко-експлуатаційних показників.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження, які наведені в працях [4, 5], характеризують лише загальні конструктивні принципи побудови універсальної машини.

**Мета досліджень** - науково обґрунтувати конструктивно-технологічні ознаки і принципи адаптованого використання комбінованого очисного робочого органу.

**Результати досліджень.** Всебічний аналіз технологічних процесів очищення вороху, які базуються на застосуванні традиційних механіко-технологічних принципів, великою мірою вичерпав радикальні шляхи технологічного та технічного підвищення агротехнічних показників якості очищення коренеплодів – технологічні процеси, які відбуваються при цьому, мають стохастичний характер. При цьому особливе значення для удосконалення універсальності використання конструктивно-технологічних схем збиральних машин і окремих робочих органів необхідно надавати питанням загального інженерно-технічного рівня конструювання машин: удосконалення конструктивно-компонувальних і конструктивно-технологічних схем, робочих органів і інших конструктивних елементів коренезбиральних машин на основі більш глибокого аналізу принципів урахування агрофізичних і фізико-механічних властивостей коренеплодів, механіко-технологічних принципів взаємодії технологічних систем “ґрунт - робочий орган - коренеплід”, які великою мірою визначають відповідність робочих органів до максимально-допустимих силових фізичних дій на об’єкт дослідження [3].

В основу вирішення наукової задачі покладені часткові результати попередніх експериментальних перевірок адаптивних очисних робочих органів універсального типу і подальший розвиток гіпотези про можливість значного розширення діапазону і строків застосування машин для збирання коренеплодів шляхом розробки та обґрунтування параметрів універсальних коренезбиральних агрегатів [4, 5].

Передумовами прогнозування ефективного використання адаптованого транспортно-очисного комбінованого робочого органу (АТОКРО) коренезбиральної машини повинні бути:

- механіко-технологічне обґрунтування процесів універсального використання адаптивних очисних робочих органів коренезбиральних машин на основі загальних принципів оптимізації використання робочих процесів;

- розробка та дослідження технологічних принципів моноблочних конструктивних схем універсальних робочих органів машин для збирання коренеплодів;

- розробка технологічних схем, способів та універсальних адаптивних очисних робочих органів коренезбиральної машини з обґрунтованими раціональними конструктивно-кінематичними параметрами на основі аналізу агрофізичних і фізико-технологічних властивостей коренеплодів і реологічних властивостей функціонування системи “робочий орган-коренеплід”;

- розробка компонувальних схем установки змінних адаптивних очисних робочих органів у технологічних процесах роботи універсальної коренезбиральної машини на основі технологічності функціонування універсальних робочих органів.

Шляхами вирішення ефективності прогнозування універсального використання адаптивного очисного робочого органу коренезбиральної машини повинні бути:

- конструктивно-кінематичні аспекти універсалізації очисних робочих органів коренезбиральних машин – універсалізація адаптованих транспортно-очисних комбінованих робочих органів (АТОКРО);

- агротехнологічні характеристики коренеплодів як перспектива розробки адаптованих очисних робочих органів коренезбиральних машин – аналіз розмірно-масових характеристик коренеплодів і кінематично-динамічний аналіз технологічного процесу відокремлення домішок від коренеплодів.

Класифікаційні ознаки можливого прогнозування універсального застосування АТОКРО наведені в структурній схемі (рис. 1), яка побудована на основі аналізу основних факторів, що регламентують оптимізаційні показники технологічних процесів очищення коренеплодів від домішок.



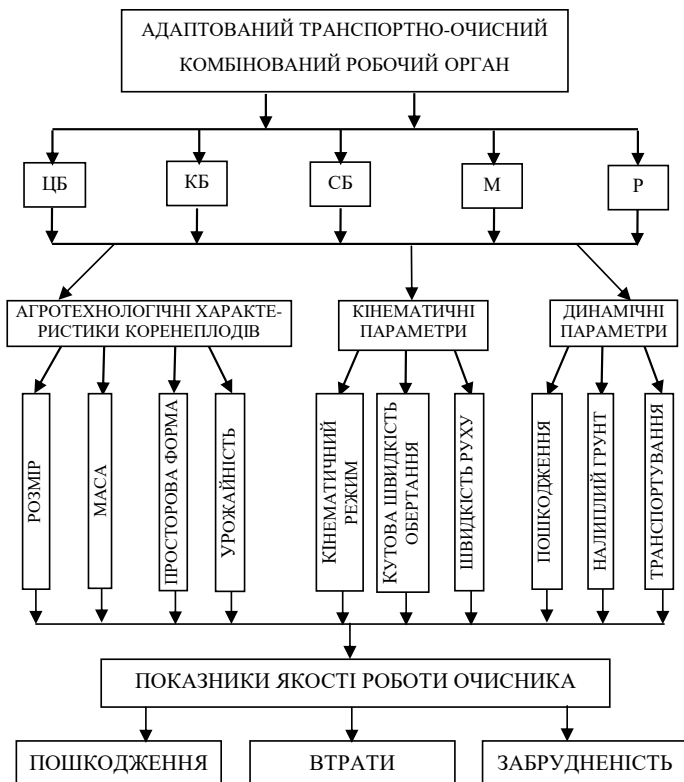


Рис.1. Конструктивно-технологічні ознаки адаптизації очисного робочого органу коренезбиральної машини

Критеріями обґрунтування універсальних адаптивних очисних робочих органів повинні бути покладені загальні основні принципи оптимізаційних властивостей подібності функціонування технологічного процесу очищення коренеплодів від домішок і основні конструктивно-технологічні закономірності можливого застосування універсальних робочих органів коренезбиральних машин. Обґрунтованість цих положень цілком закономірно стверджується на основі аналізу подібності класифікаційних ознак можливого прогнозування розробки універсальних АТОКРО: агротехнологічних характеристик коренеплодів – розмірно-масових (довжина, діаметр, маса та їх співвідношення); біологічних (геометрична просторова форма тіла коренеплоду – конус, еліпсоїд); кінематичних і динамічних показників функціонування технологічного процесу очищення, до яких відносяться

поступальна робоча швидкість руху коренезбиральної машини, кутова швидкість обертання робочих органів, кінематичні показники різних співвідношень швидкісних режимів, необхідні зусилля на очищення та пошкодження коренеплодів.

Велика кількість створених конструкцій очисних робочих органів коренезбиральних машин потребує диференційованого підходу при виборі, розрахунку, проектуванні, дослідженні та впровадженні нових розробок у виробництво. Тому класифікований підхід з урахуванням особливостей очисних робочих органів, схем їх компоновок і способів функціонування, забезпечить можливість проведення аналізу і синтезу необхідної конструктивно-технологічної схеми АТОКРО коренезбиральної машини для конкретних умов експлуатації. Різноманітність конструктивних схем очисних робочих органів коренезбиральних машин в прямій залежності пов'язана як із технологічними процесами відокремлення домішок від коренеплодів, так і з конструктивно-технологічними вимогами до якості очищення коренеплодів.

Однією із залежних технологічних операцій збирання коренеплодів, на яку мають безпосередній вплив агрофізичні характеристики фізико-механічних параметрів коренеплодів, є операція відокремлення домішок із складу поступаючого вороху. Структурна модель адаптованого транспортно-очисного комбінованого робочого органу наведена на рис. 2 [6].

Розмірні та масові характеристики коренеплодів безпосередньо в полі є випадковими і коливаються в певних межах, що є вирішальним при вирішенні задач аналізу і синтезу основних робочих органів збиральних машин в цілому [3]. Фізико-механічні характеристики коренеплодів, як елемента складної системи „робочий орган-коренеплід”, необхідно враховувати при проектуванні АТОКРО в вигляді сукупності різних механічних якостей і параметрів, які є визначальними при сумарних можливих механічних діях на об'єкт обробки, їх допустимий рівень і діапазон конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів. З точки зору синтезу робочих органів для очищення коренеплодів від домішок, а особливо очищення від налиплого на їх поверхні ґрунту, необхідно мати наукову уяву про такі характеристики фізичного стану коренеплоду, як можливість прогнозування маси налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплоду при його викопуванні залежно від розмірних характеристик кореня та фізичного стану ґрунту – вологості та щільності.

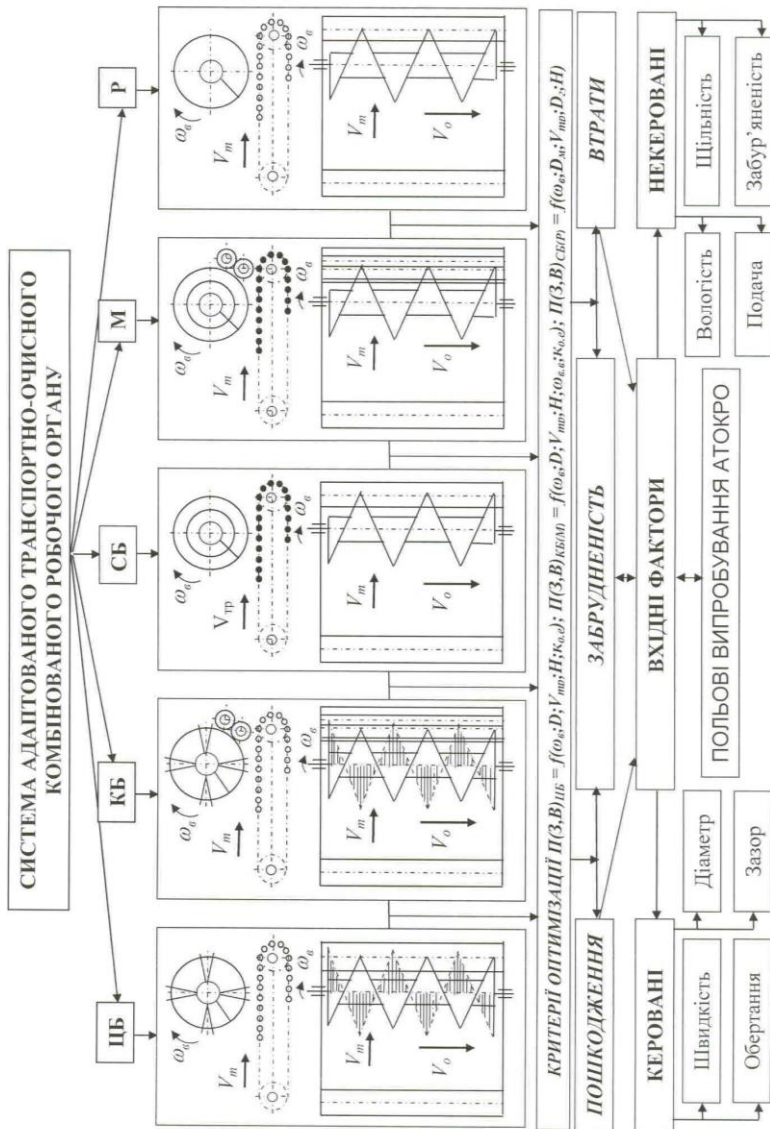


Рис.2. Структурна схема АТОКРО

**Висновки.** Обґрунтування раціональних типів очисних робочих органів і структури відповідних технологічно-компонувальних схем АТОКРО може бути виконано на основі аналітичного (математичного) моделювання, або прогнозування вірогідних характеристик основних параметрів коренеплодів з врахуванням множини зовнішніх умов протікання технологічного процесу відокремлення домішок зі складу вороху, що надходить. Сепарація домішок залежить в основному від механічного складу ґрунту і його вологості, а також від конструкції, геометричних і кінематичних параметрів робочих очисних органів коренезбиральної машини, наявності бур'янів, урожайності коренеплодів і т.п. [7].

#### Література

1. Погорілий Л.В., Волянський М.С., Фомічов А.М. Агробіологічні і фізико-механічні властивості кормових буряків як основа для розробки механізованого процесу збирання. Вісник сільськогосп. науки, № 1, С.64-69.
2. Шевцов І.А., Фомічов А.М. Біологія і агротехніка кормових буряків. К.: Наукова думка, 1980, с.250.
3. Погорельый Л.В., Татьяна Н.В. и др. Свеклоборочные машины (конструирование и расчет). - Киев.: Техника, 1983. – 168 с.
4. Гурченко О.П., Барановський В.М. Результати випробування модернізованої коренезбиральної машини МКК-6А / Механізація та електрифікація сільського господарства” Київ, “Урожай”, 1995.; вип.81. - С. 57-60.
5. Гурченко О.П., Барановський В.М., Кобець А.С. Конструювання універсальної коренезбиральної машини // Вісник ХДТУСГ -Вип. 8. “Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”. Том 2. -Харків, 2001. - С. 63-68.
6. А.с. СССР № 1547752. Устройство для отделения примесей от корнеплодов // Гурченко А.П., Барановський В.Н., Завгородний А.Ф., Булгаков В.М., МКИ А 01Д 33/08, Бюл. № 9, 1990.
7. Булгаков В.М., Лінник М.К., Гурченко О.П. Розрахунок основних параметрів технологічного процесу збирання буряків // 36. наук. праць Національного аграрного університету „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том VI. „Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин”. – Київ: НАУ, 1999. - С. 220.

*Рецензент д.т.н., проф., В.Ф. Дідух*

УДК 631.358.08

В.М. Барановський, к.т.н.

Національний аграрний університет

М.Р. Паньків, к.т.н.

Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

В.О.Соломка, к.т.н., О.В. Барановський

Національний аграрний університет

## ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУТА ВІДБИВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ

*У статті викладені результати теоретичних досліджень кута відбивання коренеплодів при їх взаємодії з робочими поверхнями гвинтового конвеєра очисника вороху.*

**Постановка проблеми.** Аналіз роботи відомих очисних пристроїв коренезбиральних машин показав, що вони не забезпечують необхідних показників якості відокремлення домішок від коренеплодів в умовах надмірної або низької вологості і в них не повністю розкриті переваги і можливість використання принципу та ефекту косого співудару коренеплодів з робочими поверхнями, який забезпечує їх мінімальні пошкодження [1].

З метою підвищення ефективності роботи коренезбиральних машин було розроблено конструктивну схему удосконаленого комбінованого очисника вороху коренеплодів [2].

Основними критеріями оцінки якості роботи очисників вороху є показники ступеня пошкодження коренеплодів поверхнями робочих органів в результаті їх контактної взаємодії з ними.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Проведені аналітичні дослідження руху коренеплоду, який переміщується вздовж елементів очисної системи [3, 4] відносилися до обґрунтування параметрів кінематичного режиму очищення коренеплодів під час їх переходу із завантажувального транспортера на робочі поверхні гвинтового конвеєра очисника. Аналіз останніх досліджень показав, що питання дослідження кута відбивання коренеплодів у процесі їх взаємодії з витками гвинта очисника не висвітлено і дослідження у цьому напрямку не проводилися.

**Мета дослідження** є встановлення характеру руху коренеплоду після його взаємодії з витком гвинта та обґрунтування впливу основних параметрів комбінованого очисника на кут відбивання.

**Результати дослідження.** Після удару з витком гвинта [3, рис. 1] коренеплід відбивається від поверхні його витка з результуючою швидкістю  $V_p$  і рухається в її напрямку. Проекція вектора результуючої швидкості коренеплоду  $\bar{V}_p$  на горизонтальну площину ХМУ відхиляється від вектора осьової швидкості  $V_o$  переміщення витків гвинта на кут  $\psi$  [3, рис. 2].

Позначимо кут  $\psi$ , який є кутом між напрямком проекції вектора результуючої швидкості  $\bar{V}_p$  на горизонтальну площину ХМУ і вектором осьової швидкості  $V_o$  переміщення витків гвинта, як “кут відбивання коренеплодів“  $\psi$ .

Для визначення кута відбивання коренеплодів  $\psi$  розглянемо трикутник АСМ, тобто  $\sin\psi = \overline{CM} / \overline{AM}$ . Після визначення відповідних математичних формул векторів  $\overline{CM}$  і  $\overline{AM}$ , підстановок значень векторів і відповідних математичних перетворень визначаємо кут  $\psi$  між проекцією вектора  $\bar{V}_p$  на площину ХМУ і направленням швидкості  $V_o$

$$\psi = \arcsin \frac{|\bar{V}_k| \cos \alpha - |\bar{V}_{mp}|}{\sqrt{\left(|\bar{V}_k| \cos \alpha - |\bar{V}_{mp}|\right)^2 + |\bar{V}_o|^2}}, \quad (1)$$

де  $\psi$  - кут відбивання коренеплодів, град.;  $V_k$ ,  $V_o$  - відповідно осьова швидкість переміщення витків і колова швидкість руху гвинта, м/с;  $\alpha$  - кут повороту точки М, град.;  $V_{mp}$  - швидкість руху транспортера, м/с.

Підставивши в рівняння (1) значення осьової швидкості переміщення витків  $V_o$  гвинта та колової швидкості гвинта  $V_k$  отримаємо

$$\psi = \arcsin \frac{\pi \left( \omega_{zg} D_{zg} \cos \alpha - 2V_{mp} \right)}{\sqrt{\pi^2 \left( \omega_{zg} D_{zg} \cos \alpha - 2V_{mp} \right)^2 + \omega_{zg}^2 T^2}}, \quad (2)$$

де  $\omega_{zg}$  - кутова швидкість обертання гвинта, рад/с;  $D_{zg}$  - діаметр гвинта, м;  $T$  - крок гвинта, м.

За відповідних математичних перетворень у (2) визначаємо кут відбивання коренеплодів  $\psi$  після їх співудару з витком гвинта, тобто

$$\psi = \arcsin \left( \left( 1 + \frac{\omega_{\text{зв}}^2 T^2}{\pi^2 (\omega_{\text{зв}} D_{\text{зв}} \cos \alpha - 2V_{\text{мп}})^2} \right)^{-\frac{1}{2}} \right). \quad (3)$$

Отримана залежність (3) характеризує вплив основних конструктивно-кінематичних параметрів очисника  $\omega_{\text{зв}}$ ,  $D_{\text{зв}}$ ,  $T$ , і  $V_{\text{мп}}$  на кут  $\psi$  відбивання коренеплодів.

На рис. 1, 2 наведено, відповідно, залежності кута відбивання коренеплодів  $\psi$  від основних параметрів очисника, які побудовані згідно з формулою (3), при цьому, відповідно,  $\omega_{\text{зв}} = 12,0$  рад/с;  $T = 0,7$  м;  $V_{\text{мп}} = 1,6$  м/с;  $\alpha = 45^\circ$ .

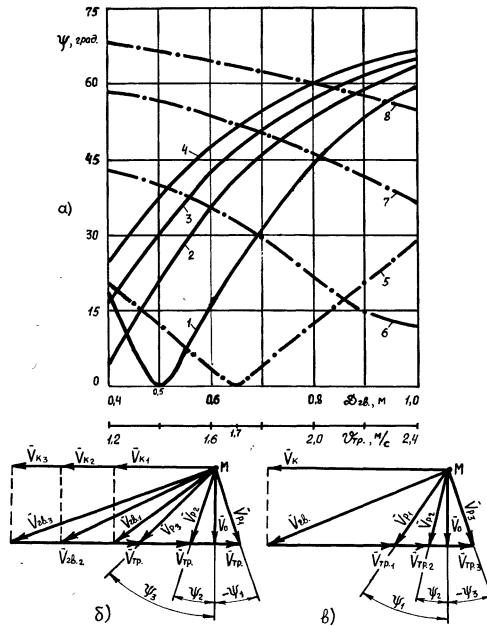


Рис. 1. Залежність кута відбивання коренеплодів  $\psi$  від діаметра гвинта  $D_{\text{зв}}$  і швидкості руху транспортера  $V_{\text{мп}}$ : 1, 2, 3, 4 – відповідно, при  $\omega_{\text{зв}} = 9, 12, 15, 18$  рад/с; 5, 6, 7, 8, відповідно, при  $D_{\text{зв}} = 0,4; 0,6; 0,8; 1,0$  м





При  $\omega_{z6} D_{z6} \cos \alpha = 2V_{mp}$ , або  $\bar{V}_{k_o} = \bar{V}_{mp}$  кут  $\psi_o = 0$ , при цьому коренеплоди після співудару з поверхнею витка гвинта пересуваються ним вздовж обертання гвинта, або в напрямку вектора осьового переміщення витків гвинта  $\bar{V}_o$ .

При  $\omega_{z6} D_{z6} \cos \alpha > 2V_{mp}$ , або  $\bar{V}_{k2} > \bar{V}_{mp}$  вектор  $\bar{V}_{p2}$  направлений в сторону протилежну напрямку вектора  $\bar{V}_{mp}$  руху транспортера, при цьому коренеплоди після співудару з поверхнею витка гвинта відбиваються від нього і летять в напрямку вектора  $\bar{V}_{p2}$ , тобто назустріч руху транспортера.

Аналіз залежностей 1-4, рис. 1, а та 2, а, показує, що кут  $\psi = 0$  при значенні  $\omega_{z6} D_{z6} \cos \alpha - 2V_{mp} = 0$ , або при  $V_{mp} = \text{const} = 1,6$  м/с кут  $\psi = 0$  при:  $\omega_{z6} = 9$  рад/с,  $D_{z6} = 0,5$  м (крива 1, рис. 1, а);  $\omega_{z6} = 12$  рад/с,  $D_{z6} = 0,38$  м (крива 2, рис. 1, а);  $\omega_{z6} = 15$  рад/с,  $D_{z6} = 0,3$  м (крива 3, рис. 1, а);  $\omega_{z6} = 18$  рад/с,  $D_{z6} = 0,25$  м (крива 4, рис. 1, а);  $D_{z6} = 0,4$  м,  $\omega_{z6} = 11,3$  рад/с (крива 1, рис. 2, а);  $D_{z6} = 0,6$  м,  $\omega_{z6} = 7,5$  рад/с (крива 2, рис. 2, а);  $D_{z6} = 0,8$  м,  $\omega_{z6} = 5,7$  рад/с (крива 3, рис. 2, а);  $D_{z6} = 1,0$  м,  $\omega_{z6} = 4,5$  рад/с (крива 4, рис. 2, а).

Криві 1-4 побудовані таким чином – всі “від’ємні” значення кутів “мінус”  $\psi$  розміщуються зліва по осі абсцис від значення  $D_{z6}$ ,  $\omega_{z6}$ , за яких  $\psi = 0$ , а з правої сторони -  $\psi > 0$ .

У разі збільшення швидкості руху транспортера (рис. 1, в) та кроку гвинта  $T$  (рис. 2, в) і постійних значеннях інших складових залежності (3) кут  $\psi$  зменшується, тому що зростає вектор осьової швидкості  $\bar{V}_o$  переміщення витків гвинта, а разом із ним збільшується вектор результуючої швидкості  $\bar{V}_p$  співудару, який поступово наближається до напрямку вектора  $\bar{V}_o$ , тобто  $\bar{V}_{o1} > \bar{V}_{o2}$ ;  $\bar{V}_{z61} < \bar{V}_{z62}$ ;  $\bar{V}_{p1} < \bar{V}_{p2}$ ;  $\psi_1 < \psi_2$ .

Аналіз залежностей 5-8, рис. 1, а, показує, що за  $D_{z6} = 0,4$  м із збільшенням швидкості руху транспортера кут  $\psi$  зменшується із  $19^0$  при  $V_{mp} = 1,2$  м/с до  $\psi = 0$  при  $V_{mp} = 1,7$  м/с.

У разі збільшення кроку гвинта  $T$  (рис. 2а, криві 1-4) кут  $\psi$  зменшується, причому інтенсивність зменшення кута із збільшенням

діаметра гвинта  $D_{zg}$  зменшується. Так, при значенні параметрів гвинта  $D_{zg}=1,0$  м,  $\omega_{zg}=3,0$  рад/с кут  $\psi=73^0$ , а при  $\omega_{zg}=18$  рад/с кут відбивання  $\psi=55^0$ .

**Висновки.** Аналіз наведених залежностей показує, що зміна швидкості руху транспортера  $V_{mp}$  і кроку гвинта  $T$  суттєво не впливають на значення кута відбивання коренеплідів  $\psi$  після їх взаємодії з робочими поверхнями гвинта. Основними параметрами очисника, які впливають на кут  $\psi$ , є діаметр  $D_{zg}$  і кутова швидкість обертання  $\omega_{zg}$  гвинта при яких  $\psi=0$ . Ця умова виконується за таких їх значень:

-  $D_{zg}=0,5$  м і  $\omega_{zg}=9,0$  рад/с при  $T=const=0,7$  м і  $V_{mp}=const=1,6$  м/с (рис. 1, а);

-  $V_{mp}=1,7$  м/с і  $D_{zg}=0,4$  м при  $\omega_{zg}=const=12$  рад/с і  $T=const=0,7$  м (рис. 1, а);

-  $D_{zg}=0,4$  м і  $\omega_{zg}=11,3$  рад/с;  $D_{zg}=0,6$  м і  $\omega_{zg}=7,5$  рад/с;  $D_{zg}=0,8$  і  $\omega_{zg}=5,7$  рад/с при  $T=const=0,7$  м і  $V_{mp}=const=1,6$  м/с (рис. 2, а).

#### Література

1. Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет) / Л.В. Погорельый, Н.В. Татьянако, В.В. Брей и др.; Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.

2. Барановський В.М., Соломка В.О., Онищенко В.Б., Кропивко С.В., Виговський А.Ю. Напрямки вдосконалення сепаруючих робочих органів коренезбиральних машин // Зб. наук. праць НАУ „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том XII. - Київ: НАУ, 2002. -С. 31-42.

3. Барановський В.М., Соломка В.О., Онищенко В.Б. До питання пошкодження коренеплідів очисними робочими органами // Науковий журнал. Вісник ТДТУ. - Тернопіль, 2002. Том 7. - № 4. – С. 68-72.

4. Барановський В.М., Соломка В.О., Онищенко В.Б. Вибір параметрів при конструюванні гвинтового конвеєра // Вісник ХДТУСГ - Вип. 8. “Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”. Том 2. -Харків, 2001. - С. 209-215.

*Рецензент д.т.н., проф., В.Ф. Дідух*

## РОЗРОБКА КОНІЧНОЇ ЗАБІРНОЇ ЧАСТИНИ ШНЕКОВОГО МЕХАНІЗМУ

*У статті наведені рівняння руху частинки сапропелю під час дії на неї лопаті конічної частини шнека, а також теоретично обґрунтовано параметри конічної забірної частини шнекового механізму.*

**Постановка проблеми.** Згідно з проведеними екологічними дослідженнями шнековий спосіб добування сапропелів є найбільш доцільним. Проте неправильно вибрані швидкість обертання насоса та параметри конічної забірної частини зумовлюють відбивання сапропелевої маси від гвинта або значне зростання навантаження на двигун, неконтрольований підпор насоса на ґрунт призводить до втягування озерної води в механізм.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Транспортування матеріалів шнеками вивчається багатьма вченими [1, 2, 3]. Це пояснюється тим, що шнекові механізми є простими у виготовленні та надійними в роботі. Проте теоретичних досліджень шнекових механізмів під час роботи з сапропелями є недостатньо.

При організації добування сапропелів шнековим способом часто користуються даними, отриманими в результаті практичних експериментів. Тому **метою дослідження** є встановлення конструктивних параметрів конічної частини шнекового механізму.

**Результати дослідження.** У завдання конічної частини механізму входить подрібнення злежаного шару сапропелю і його волокнистих включень, перемішування частинок шару і їх направлення вгору для послідуючого захвату лопатями шнека. Розглянемо роботу лопатей цієї частини механізму.

На рис. 1, а показана плоска лопать, що обертається навколо нахиленої осі  $OO'$  з кутовою швидкістю  $\omega$ . За такого обертання лопать діє на частинки сапропелю, в тому числі на частинку  $M$ . Лопать відхилена від площини, перпендикулярної осі  $OO'$ , на кут  $\alpha$ , а її середня лінія  $O_1M$  перпендикулярна осі  $OO'$ . Кут  $\alpha$  незначний (він менший  $\pi/2 - \varphi$ , де  $\varphi$  – кут тертя частинки по поверхні лопаті).

Частинка  $M$  сапропелю здійснює складний рух, що складається з переносного руху разом з лопаттю і відносного руху

відносно лопаті. Швидкість переносного руху  $v_e$  рівна  $\omega r$ , де  $r=O_1M$  – радіус обертання; направлена швидкість  $v_e$  перпендикулярно  $O_1M$ , міститься ця швидкість в площині, перпендикулярній осі  $OO'$ . Швидкість відносного руху  $v_r$  перебуває у площині лопаті та в площині, паралельній осі  $OO'$  та перпендикулярній  $O_1M$  і яка проходить через вектор  $v_e$ ; швидкість  $v_r$  відома тільки по своєму напрямку дії.

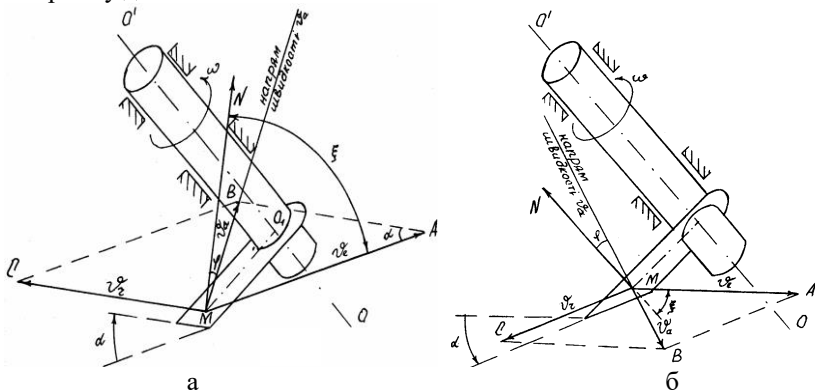


Рис. 1. Схема для визначення руху сапропелю при дії на нього лопаті кінцевої частини гвинта: а – при  $\alpha > 0$ ; б – при  $\alpha < 0$

Для визначення абсолютної швидкості частинки  $v_a$  врахуємо, що лопать діє на частинки сапропелю так, як діє клин. Як відомо з теорії клина, якщо кут між вектором швидкості точки клина, в якій доторкується частинка, і нормаллю до площини клина більше кута тертя частинки по поверхні клина, то частинка буде рухатися в напрямі, відхиленому від нормалі на кут тертя  $\varphi$  в сторону швидкості точки клина. Застосовуючи до лопаті це положення, знаходимо, що частинка  $M$  буде рухатись з напрямку вектора швидкості  $v_e$ , відхиленого від нормальної сили  $N$  на кут  $\varphi$  в сторону швидкості  $v_e$ , якщо кут  $\xi$  між векторами  $N$  і  $v_e$  більше кута  $\varphi$ .

Для визначення швидкостей  $v_r$  і  $v_a$  проведемо з кінця  $A$  вектора  $v_e$  лінію, паралельну  $v_r$  до перетину з лінією вектора  $v_a$ , отримаємо точку  $B$  та в вибраному масштабі вектор  $v_a$ ; провівши з кінця  $B$  вектора  $v_a$  лінію, паралельну вектору  $v_e$  до перетину з лінією

дії вектора  $v_r$  отримаємо точку  $C$  та в вибраному масштабі величину вектора  $v_r$ .

Враховуючи, що вектор  $N$  знаходиться у площині  $MABC$ , знаходимо, що кут між швидкостями  $v_a$  і  $v_e$  рівний  $\xi - \varphi$ , де  $\xi = 90 - \alpha$ , кут  $MAB$  рівний  $\alpha$ ,  $AB = MC$ , а  $BC = MA$ . Враховуючи викладене, справедлива така рівність

$$\frac{v_e}{\sin[180^\circ - \alpha - (\xi - \varphi)]} = \frac{v_r}{\sin(\xi - \varphi)} = \frac{v_a}{\sin \alpha}$$

звідки (з урахуванням того, що  $v_e = \omega r$ )

$$\left. \begin{aligned} v_r &= \omega r \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}; \\ v_a &= \omega r \frac{\sin \alpha}{\cos \varphi}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

З викладеного випливає, що ці залежності справедливі при  $\alpha < 90^\circ - \varphi$ , кут  $\alpha$  при цьому відраховується від площини, яка перпендикулярна до осі  $OO'$ , в сторону кінця  $O'$  вказаної осі; за якого відрахунок  $\alpha$  буде зі знаком "+".

Якщо ж лопать відхилена від площини, що перпендикулярна осі  $OO'$  так, що кут відраховується в сторону кінця  $O$  осі  $OO'$  (рис. 1, б), то кут  $\alpha$  буде зі знаком "-", від'ємним буде і значення швидкості  $v_a$  згідно з другою формулою (1); це значить, що швидкість буде напрямлена не в сторону кінця  $O'$  осі  $OO'$ , а в сторону кінця  $O$  осі  $OO'$ .

Враховуючи викладене, бажано гвинт забірної частини розглядуваного механізму конструювати так, щоб почергово розміщувати перервні лопаті з додатнім та від'ємним значенням кута  $\alpha$ . Це дозволить більш інтенсивно подрібнювати злежаний нижній шар сапропелю та перемішувати його частинки.

Ми розглянули дію лопаті на окрему частинку сапропелю. В дійсності, кожна лопать працює в рідкому середовищі та діє не на одну тільки частинку, а на весь шар сапропелю і води. При цьому, кожна частинка сапропелю, набираючи швидкості  $v_a$ , рухається в рідині, переборюючи її опір. При переборюванні опору, енергія частинки гаситься, а її швидкість зменшується. Розглянемо цей процес.

На рис. 2 показано частинку  $M$ , яка рухається в рідині з початкового положення  $M_0$  на висоті  $H$  від дна озера з початковою швидкістю  $v_a$ . На частинку діє сила тяжіння  $mg$  (де  $m$  – маса

частинки, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння,  $m/c^2$ ) і сила опору середовища  $R$ . Будемо вважати, що сила  $R$  прямопропорційна масі частинки і її швидкості в першій степені, тобто  $\vec{R} = -\kappa \cdot m \cdot \vec{v}$ , де  $\vec{v}$  – швидкість руху частинки,  $m/c$ ;  $\kappa$  – коефіцієнт опору, постійний по величині для певної в'язкості розроблюваної маси і визначається дослідним шляхом,  $c^{-1}$ .

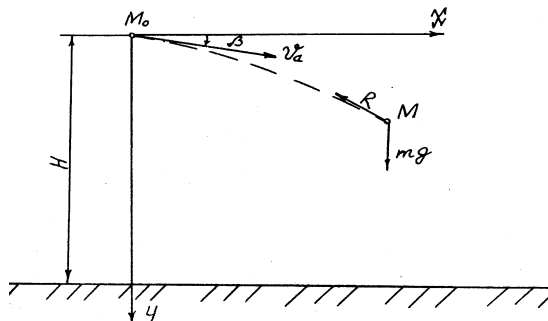


Рис. 2. Схема руху частинки сапропелю в рідині

Розмістимо початок координат в точці  $M$ , вісь  $Y$  направимо від точки  $M$  вниз, а вісь  $X$  направимо горизонтально. Складемо векторне диференціальне рівняння руху частинки

$$m \cdot \vec{W} = m \cdot \vec{g} + \vec{R}, \quad (2)$$

де  $\vec{W}$  – вектор прискорення частинки;  $m\vec{g}$  – позначення вектора сили тяжіння.

Так, як  $\vec{W} = \ddot{\vec{r}}$ ,  $\vec{R} = -\kappa m \vec{v} = -\kappa m \dot{\vec{r}}$  де  $\vec{r}$  – радіус-вектор точки  $M$ ,  $\dot{\vec{r}}$  – перша похідна від  $r$  по часу (вектор швидкості),  $\ddot{\vec{r}}$  – друга похідна від  $r$  по часу (вектор прискорення), то після скорочення на  $m$  отримаємо:

$$\ddot{\vec{r}} = \vec{g} - \kappa \dot{\vec{r}}. \quad (3)$$

Проектуючи це рівняння на осі  $X$  і  $Y$ , отримаємо диференціальне рівняння руху частинки:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= -\kappa \dot{x}; \\ \ddot{y} &= g - \kappa \dot{y}; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де  $\dot{x}$  і  $\dot{y}$  – проекції швидкості частинки  $M$  на осі координат;  $\ddot{x}$  і  $\ddot{y}$  – проекції прискорення частинки  $M$  на осі координат.

Для розв'язання диференціальних рівнянь встановлені такі початкові умови:  $x(0) = 0$ ,  $y(0) = 0$ ,  $\dot{x}(0) = v_a \cdot \cos \beta$ ,  $\dot{y}(0) = v_a \cdot \sin \beta$ , де  $\beta$  – кут нахилу вектора швидкості в початковий момент до осі  $X$ .

У результаті розв'язування диференційних рівнянь [3], отримано:

$$x = \frac{v_a \cdot \cos \beta}{\kappa} (1 - e^{-\kappa t}), \quad (5)$$

$$y = \frac{g}{\kappa} t + \frac{\kappa v_a \sin \beta - g}{\kappa^2} (1 - e^{-\kappa t}). \quad (6)$$

Таким чином, частинка здійснює рух у прийнятій системі координат згідно з рівняннями (5) і (6). Кут  $\beta$  в даних рівняннях додатній, коли він відраховується від горизонталі за годинниковою стрілкою і швидкість  $v_a$  направлена вправо і вниз (рис. 2). Якщо ж швидкість  $v_a$  направлена вправо і вгору, то кут  $\beta$  буде зі знаком "-", він відраховується від горизонталі проти годинникової стрілки. З викладеного слідує, що рівняння (5), (6) справедливі і за додатніх значень кута  $\beta$ , і за від'ємних значень цього кута.

Скористуємось отриманими рівняннями для визначення радіуса конічної камери.

Якщо вісь  $M_0y$  (рис.2) буде співпадати з краєм лопаті гвинта, з якої сходить частинка сапропелю (рис. 3), то для задовільного перемішування частинок в камері необхідно, щоб

$$M_0K = \frac{R_\kappa - r_\lambda}{\cos \delta}, \quad (7)$$

де  $M_0K$  – відстань від точки  $M$  до стінки камери (рис. 3), м;  $R_\kappa$  – радіус камери в зоні дії лопаті гвинта, м;  $r_\lambda$  – радіус лопаті, м;  $\delta$  – кут відхилення осі шнека від вертикалі, град;  $X_{max}$  – максимальна абсциса траєкторії руху частинки від краю до стінки камери, м.

Через конусність камери можливий випадок, коли при  $\frac{R_\kappa - r_\lambda}{\cos \delta} = X_{max}$  частинка не доторкнеться стінок камери. Враховуючи це

$X_{max}$  повинне бути більше, ніж  $\frac{R_\kappa - r_\lambda}{\cos \delta}$ . З іншого боку, внизу, в конічній частині насоса  $r_\lambda \rightarrow 0$ . Враховуючи викладене та те, що при малому куті  $\delta$   $\cos \delta \rightarrow 1$  приходимо до висновку, що повинна мати місце рівність

$$X_{max} = \zeta_1 \cdot R_K, \quad (8)$$

де  $\zeta_1$  – коефіцієнт, рівний 1,2.,1,5.

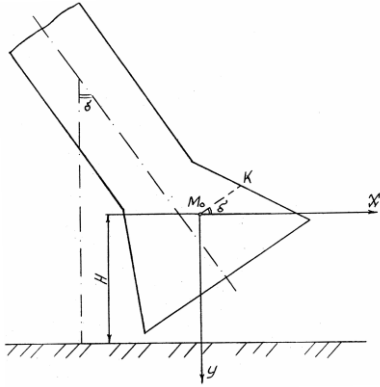


Рис. 3. Схема для визначення параметрів конічної частини насоса

Параметр  $X_{max}$  знаходимо за формулою (5) при відомому часі  $t$ , який знаходиться шляхом розв'язання рівності (6), якщо в це рівняння на місце  $y$  підставити величину відстані  $H$  від точки  $M$  до дна озера. Тоді

$$R_K = \frac{X_{max}}{\zeta_l} . \quad (9)$$

Висота конічної частини гвинта вибирається виходячи із того, що вона повинна бути значно менша висоти конічної камери з тим, щоб забезпечити захист обертових частин від їх зіткнення з твердими

предметами, а також не давати проходити процесу змулювання

$$h_0 = \frac{h_l}{\kappa_l} , \quad (10)$$

де  $\kappa_l = 2 \dots 3$ .

Кут конусності встановлюється з урахуванням висоти конічної частини і діаметра шнека. Частота обертання конічної частини механізму така ж, як частота обертання шнека.

**Висновки.** Запропонована методика дозволяє визначати параметри конічної частини шнекового забірної пристрою, який працює за мінімального змулювання.

#### Література

1. Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. Механізми з гвинтовими пристроями. - Львів: Світ, 1993. – 208 с.
2. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. - М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Хайліс Г.А., Бодак В.І. Аналіз роботи шнекових пристроїв при добуванні сапропелів // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 1. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1995. – С. 258 – 270.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух



## АНАЛІЗ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ ТОЧКИ ЗАХВАТУ САДИЛЬНОГО ДИСКА

*Подано опис будови і роботи садильного апарату нової конструкції, проведений аналіз траєкторії руху точки захвату садильного апарату, визначенні координати характерної точки захвату, представлена графічна залежність переміщення цієї точки з часом.*

**Постановка проблеми.** Відомо, що садіння розсади є однією з основних операцій під час вирощування розсадних культур. Проблема механізації такої операції в основному вирішена в умовах рівнини, де застосовується великогабаритна техніка. В умовах схилів (до  $15^0$ ) механізація садіння розсади викликає певні труднощі, оскільки вже на схилах з ухилом вище  $5^0$  спостерігаються сповзання агрегату, порушення курсової стійкості та інше, що негативно впливає на якісне виконання операції. Тому створення агрегату для садіння розсади, який полегшить роботу працівників і підвищить якість проведення такої операції як на рівнині, так і на схилах є актуальним і важливим. Ми запропонували садильний апарат розсадосадильної машини, який дає можливість задовольнити вимоги, про які було сказано вище.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відомі розсадосадильні машини СКН-6А [5], РПМ-9 [5], “Блас” [5], СРН-4А [10], СУП-4А [10], РСМ-4 [10], “Джон Дир” [10], СР-6 [10], ПР-1 [10], РП-4 [10], СРНМ-4 [10] та інші [3, 6] призначені для роботи на рівнині. Під час їх застосування на схилах спостерігаються порушення курсової стійкості, сповзання агрегату і відповідно неякісне виконання операції садіння розсади. Щоб усунути ці негативні фактори такі машини необхідно обладнати додатковими пристроями проти сповзання, що призведе до ускладнення їх конструкції.

Розсадосадильні машини за конструкцією садильного апарату поділяються в основному на дискові і ланцюгові. В світлі проблеми, яка піднімається нами в цій і попередніх роботах [1], найбільш перспективним є використання малогабаритної розсадосадильної машини з садильним апаратом дискового типу, яка агрегується з мотоблоком. Переваги такого агрегату, який обладнаний механізмом

для пересування садильних секцій, описані в нашій попередній роботі [1].

**Мета дослідження** – розробка методики визначення координат характерної точки захвату диска садильного апарату і, відповідно, траєкторії руху даної точки.

**Результати дослідження.** Ми запропонували конструкцію садильного агрегату для роботи на схилах з ухилом до  $15^0$ , який складається з мотоблоку з садильною машиною з двома пересувними (у поперечному напрямку) секціями з апаратом дискового типу (рис.1).

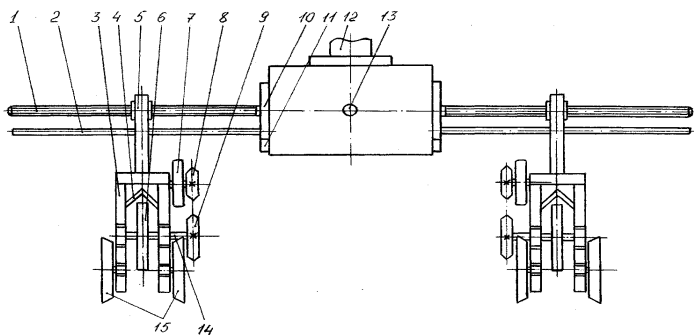


Рис. 1. Садильна машина з пересувними секціями: 1-вал-гвинт; 2-направляюча; 3-садильна секція; 4-сошник; 5-рама; 6-диск садильного апарату; 7-приводне колесо; 8-зірочка ведуча; 9-зірочка ведена; 10-пластина; 11-кулачок; 12-з'єднувальна частина; 13-рукоятка; 14-вал диска; 15-прикочуючі колеса

Корпус редуктора такої садильної машини за допомогою з'єднувальної частини 12 кріпиться до енергетичного засобу, в нашому випадку до мотоблоку. Кожна садильна секція, яка складається з таких основних частин, як сошник 4, рама 5, диск садильного апарату 6, приводне колесо 7, ведуча 8 і ведена 9 зірочки (утворюючи ланцюгову передачу), вал диска 14, прикочуючі колеса 15, приєднується до редуктора за допомогою кріплення. Кріплення складається з гайки, що жорстко закріплена в передній частині рами 5 і з'єднана з валом - гвинтом 1 (утворює гвинтову пару і відповідно передачу гвинт - гайка), направляючої 2. Спеціальний механізм, основна частина якого розміщена в редукторі, і який оператор мотоблоку (агрегату) вмикає - вимикає рукояткою 13, приводить в рух вал - гвинт 1 і забезпечує відповідно переміщення кожної садильної секції 3 в необхідну сторону почергово. За допомогою цього механізму можливо швидко встановити необхідну ширину міжрядь перед початком роботи. Далі для виконання самої операції садіння розсади оператор вмикає роботу

швидкість мотоблоку, який починає рухатись. При цьому починає рухатись приводне колесо 7, яке через зірочки 8 і 9 ланцюгової передачі, вал 14 приводить в рух диск 6 садильного апарату з захватами. Оператор бере розсаду з ящика (встановлений на рамі мотоблоку) і вкладає її в захват диска 6. Оператор і допоміжний працівник займають місце безпосередньо біля садильних секцій 3. Далі розсада транспортується до борозенки, що виконана сошником 4, там вона звільняється з захвату диска 6, опиняється в борозенці, засипається землею і прикочується прикочуючими колесами 15. Так відбувається операція садіння розсади на цьому агрегаті.

Також ми запропонували нову конструкцію захвату в садильному апараті (рис.2).

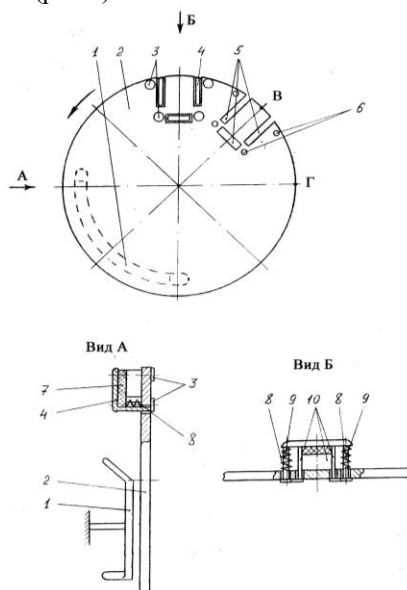


Рис. 2. Садильний апарат розсадосадильної машини: 1-лекало-розкривач; 2-диск; 3-упори; 4-захват; 5-прорізи на диску; 6-отвори на диску; 7-еластична прокладка; 8-пружини; 9-пальці; 10-плоскі напрямні

Захват 4 є пластиною з закріпленими перпендикулярно до неї плоскими напрямними 10 і пальцями 9, за допомогою яких здійснюється кріплення захвату до диску 2. Причому кожен палець 2 охоплений пружиною 8, а на диску 2 виконані отвори під плоскі напрямні 10 і пальці 2, які відповідно ідентичні їм за формою. На кінцях пальців 2 закріплені упори, які займають положення з іншого

боку диска 2, ніж основна частина захвату 4. В зоні між плоскими напрямними 10 кріпиться еластична прокладка 7. Лекало-розкривач 1 кріпиться до рами садильної секції.

Садильний апарат працює так. Для того, щоб вкласти розсаду в захват 4, він повинен бути не в затиснутому положенні, тобто бути максимально відсунутим від поверхні диска 2. Під час руху розсадосадильної машини та обертання при цьому диска 2 оператор (робітник) починає здійснювати подачу розсади до захвату 4 у будь-якій точці ділянки диску 2 садильного апарату, що міститься вище умовної точки Г. З практичної точки зору, найбільшим доцільним місцем подачі розсади є точка В. Оператор вкладає розсаду так, щоб вона була спрямована листками до захвату 4 між плоскими напрямними 10. Об'єм захвату 4 дозволяє розмістити в ньому листову частину розсади, а кореневу її частину залишити зовні диска 2. За рахунок сил тертя листочки розсади зчеплені з внутрішньою порожниною захвату. Посилує ефект зчеплення еластична прокладка 7.

Далі під час обертання диска 2 розсада транспортується ним і продовжує міститися в захваті 4, а при проходженні горизонтальної осьової лінії захват 4 починає контактувати з лекалом-розкривачем 1, тобто наїжджає на нього своєю зовнішньою поверхнею, в результаті чого відбувається притискання захвату 4 і відповідно розсади до диску 2. В затисненому положенні захват 4 ковзає своєю зовнішньою поверхнею по лекалу-розкривачу 1 до зони розміщення сошника. Там захват 4 сходить з лекала-розкривача 1 і під дією пружини 8 відходить від диска 2 та відповідно звільнює розсаду, яка входить коренями в борозенку і далі засипається ґрунтом за допомогою прикочуючих котків.

Конструкція даного садильного апарату розсадосадильної машини дозволяє збільшити довжину ділянки, на якій можливо здійснити вкладання розсади в захват 4 оператором і відповідно збільшується час, що відводиться на виконання даного вкладання. Крім того, при швидкому здійсненні вкладання однієї розсади оператором у нього залишається час і з'являється можливість для негайного вкладання іншої розсади в наступний захват, не чекаючи його розкриття.

Розглянемо роботу захвату з теоретичної точки зору.

Під час роботи агрегату характерна точка захвату висаджуючого диску здійснює складний рух через обертання, переміщення разом з машиною диска і в той же час поперечного переміщення такого захвату при наїзді – з'їзді, його на – з лекала.

У багатьох роботах, присвячених розсадосадильним машинам, цьому питанню практично не приділено уваги [2, 4, 7, 8, 9].

Визначимо траєкторію руху характерної точки захвату садильного апарату, коли захват з'їжджає з лекала. Логічно, що характерною точкою буде така, що найбільш віддалена від центра апарату [10].

Приймаємо початок координат такий, що співпадає з віссю  $O$  вала диска, вісь  $x$  співпадає з напрямом руху машини, вісь  $y$  – горизонтально, вісь  $z$  направлена вертикально вгору (рис.3).

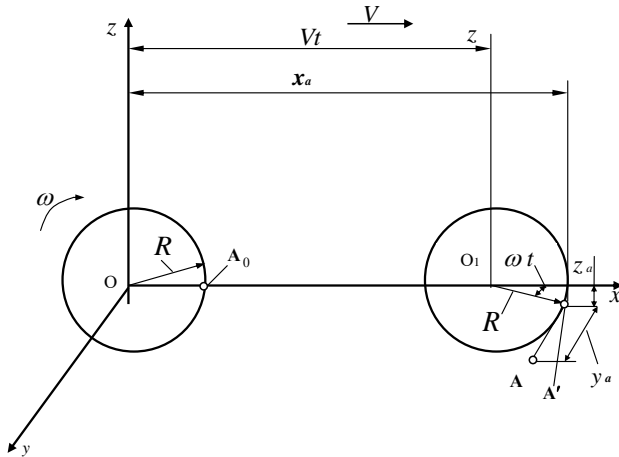


Рис.3. Схема до визначення координат точки захвату

Нехай характерна точка  $A_0$  захвату в початковий момент часу знаходиться на осі  $x$ . Через певний проміжок часу  $t$  вісь валу переміститься в положення  $O_1$  і пройде шлях  $Vt$ . За цей самий час  $t$  точка захвату повернеться на кут  $\omega t$  і виходячи з-під дії лекала переміститься в поперечному напрямку (в напрямку осі  $y$ ). Точка  $A_0$  захвату перейде в положення  $A$  і координати даної точки визначаються наступними рівняннями:

$$\begin{cases} x_a = Vt + R \cos \omega t; \\ y_a = R \operatorname{tg} \alpha, (y_a = m); \\ z_a = -R \sin \omega t, \end{cases} \quad (1)$$

де  $R$  – відстань від осі вала до проекції характерної точки на площину диска,  $m$  (рис. 4);  $\alpha$  – кут між лінією, що з'єднує центр диска з характерною точкою і площиною диска, град;  $m$  – найкоротша відстань

між характерною точкою і площиною диска, м;  $V$  – швидкість руху агрегату, м/с;  $\omega$  – кутова швидкість, рад/с.

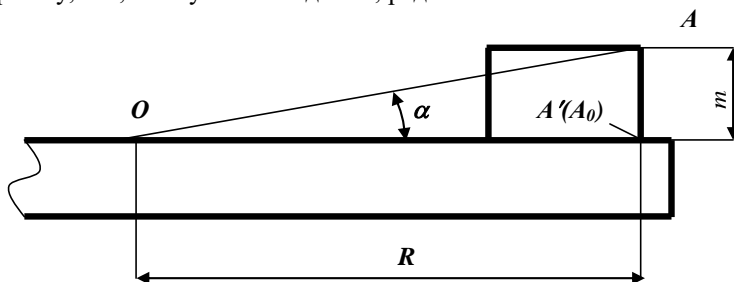


Рис.4. Схема диска з захватом

Якщо колова швидкість диска  $U$ , а кут повороту  $\omega t = \varphi$ , то маємо:

$$U = \omega R; \quad t = \frac{\varphi}{\omega}; \quad t = \frac{\varphi R}{U}.$$

Підставляючи  $t$  систему (1) одержуємо:

$$\begin{cases} x_a = \frac{V\varphi R}{U} + R \cos \varphi = R\left(\frac{V\varphi}{U} + \cos \varphi\right); \\ y_a = R \operatorname{tg} \alpha, (y_a = m); \\ z_a = -R \sin \varphi. \end{cases}$$

Вводимо показник  $\lambda$  кінематичного режиму роботи ротаційної машини (в нашому випадку садильна машина), який дорівнює  $\lambda = U/V$ .

Підставляючи  $\lambda$  в попередні вирази, одержуємо:

$$\begin{cases} x_a = R\left(\frac{\varphi}{\lambda} + \cos \varphi\right); \\ y_a = R \operatorname{tg} \alpha, (y_a = m); \\ z_a = -R \sin \varphi. \end{cases} \quad (2)$$

Система (2) описує траєкторію абсолютного руху, що геометрично є частиною гвинтової лінії, крок якої тим більший, чим менше  $\lambda$ .

Для більш повної характеристики роботи даного садильного апарату важливо дослідити характер руху точки захвату в короткий період часу від моменту початку контакту захвату з лекалом до моменту повного закриття даного захвату, тобто період проходження

відстані  $m$  (рис.4). В результаті експериментальних досліджень одержали траєкторію руху даної характерної точки в горизонтальній площині, яка представлена на рис. 5. Ця траєкторія утворилась в результаті складного руху, який складається з переносного разом з машиною і поперечного (в напрямку осі  $y$ ).

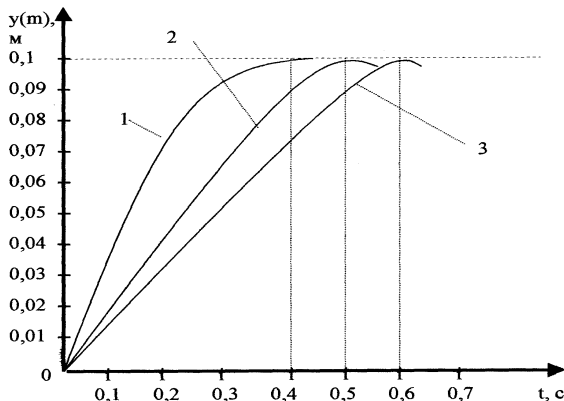


Рис. 5. Графік переміщення характерної точки захвату при різних уповільненнях  $a_3$  машини: 1-  $a_3 \approx -0,55\text{м/с}^2$ ; 2-  $a_3 \approx -0,44\text{м/с}^2$ ; 3-  $a_3 \approx -0,37\text{м/с}^2$

На поданому графіку зміна відбувається за криволінійною залежністю, яка наближається за значенням до функції  $y$  вигляді параболи, що описується рівнянням  $y = a^2 + bt$ , при  $a < 0$ .

На рис. 5 представлені три графіки при різних значеннях уповільнень  $a_3$ . Уповільнення руху диска садильного апарата і всієї розсадосадильної машини починається з моменту початку контакту захвату з лекалом, що викликає збільшення сил тертя між даними елементами.

Аналізуючи більш конкретно третій графік з рис.5, можемо описати його залежність, що наближається до вигляду:

$$y_3 \approx -0,28t^2 + 0,33t. \quad (3).$$

Максимальне значення  $y_3$ , тобто коли захват займе повністю притиснуте положення до диску і, відповідно, зміститься на величину  $m$  (для нашого садильного апарату  $m = 0,1\text{м}$ ), буде при умові  $\frac{dy_3}{dt} = 0$ .

Диференціюючи і розв'язуючи рівняння (3), одержуємо:

$$-0,28 \cdot 2t + 0,33 = 0; t = 0,6.$$

Таким чином, при русі з уповільненням, що становить  $a_z \approx -0,37 \text{ м/с}^2$ , захват з характерною точкою на ньому притискається до диску садильного апарату за час, що дорівнює  $t = 0,6 \text{ с}$ .

**Висновки.** Наведений вище теоретичний аналіз роботи дискового садильного апарату дає можливість визначити координати характерної точки захвату в певний момент часу, наочно уявити про траєкторію руху точки захвату в конкретний проміжок часу.

Наведена методика розрахунку може бути використана як окрема методика для проведення важливих розрахунків і як основа для подальших досліджень роботи всієї садильної машини і її механізмів.

#### Література

1. Войтович В.В., Усенко М.В. Аналіз роботи дискової розсадосадильної машини з пересувними секціями // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 12. – Луцьк: Ред-вид. відділ ЛДТУ. – 2004. – С.19 – 24.
2. Гергия Ю.К. Обоснование технологической схемы и оптимальных параметров рабочих органов для посадки рассады табака типа Самсун: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Ереван, 1987. -20 с.
3. Рабочий орган для подготовки посадочных мест: А.с. № 1454272 СССР. / Ежак П.И. –1990.
4. Захарченко В.Г. Обоснование технологии и машины с ленточным высаживающим аппаратом для посадки рассады овощных культур: Афтореф. дис... канд. техн. наук. –Челябинск, 1984. -24 с.
5. Карпенко А.Н. и др. Сельскохозяйственные машины, 5-е изд., перераб. и доп. –М.: Колос, 1983. – 491 с.
6. Машина для посадки рассады: А.с. № 1326176 СССР. / Ляннен Т.О. и др. – 1987.
7. Нестяк В.С. Совершенствование технологического процесса рассадопосадочной машины: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Новосибирск, 1990. –19 с.
8. Саньков С.М. Обоснование параметров рабочих органов секции машины для посадки земных прививок плодовых культур: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Мелитополь, 1996. –25 с.
9. Скидан Ю.Ф. Исследование условий повышения рабочей скорости рассадопосадочных машин: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Алма-Ата, 1975. –29 с.
10. Чубарин М.И. Рассадопосадочные машины. – М.: Машиностроение, 1972. – 209 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух*



М.В. Вржеш, к.т.н., А.М. Кушпель, М.М. Хелемендик, д.т.н.

Луцький державний технічний університет

Л.С. Угрин, к.т.н.

Українська академія друкарства

## ОБМЕЖЕННЯ КОЛИВАНЬ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ БАРАБАННОГО ОЧИСНИКА ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

*У статті розглянуто і теоретично обґрунтовано один із варіантів обмеження коливань кутової швидкості барабанного очисника головок коренеплодів цукрових буряків.*

**Постановка проблеми.** Барабанні очисники головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички функціонують в умовах ударних навантажень, що призводять до коливань кутової швидкості приводного вала та, як наслідок, до погіршення довговічності робочого органу. Важливо забезпечити таку нерівномірність кутової швидкості приводного вала, яка б не перевищувала допустимої величини.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** На сучасному етапі досліджень, згідно з концепцією щодо конструювання очисників [1], покращення динамічних та кінематичних характеристик даного типу робочих органів можливе за рахунок дискретизації їх маси на активну (видаляє залишки гички) та пасивну (не взаємодіє безпосередньо з головкою коренеплода) частини [3], [4]. Такий принцип конструювання використано, зокрема, у винаході [2].

**Метою дослідження** є теоретичне обґрунтування та конструктивна пропозиція щодо обмеження коливань кутової швидкості барабанного очисника головок коренеплодів цукрових буряків.

**Результати дослідження.** Конструктивні особливості досліджуваного барабанного очисника дозволяють змінювати геометрію поверхні (рис.1), причому в умовах ударних навантажень кутова швидкість обертання змінюється в діапазоні від  $\omega_{min}$  до  $\omega_{max}$  протягом виконання технологічного процесу. Середню швидкість обертання можна визначити за формулою

$$\omega_c = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

де  $n$  - частота обертання приводного вала, об/хв.

Нерівномірність обертання оцінюється коефіцієнтом нерівномірності

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_c} . \quad (1)$$

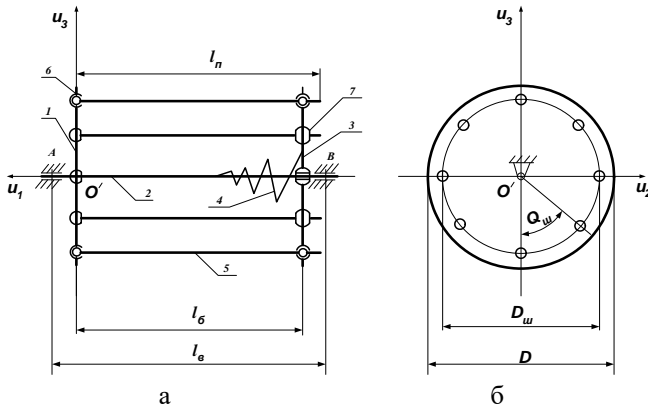


Рис.1. Структурна схема барабанного очисника: а - вигляд у січній площині  $u_1O'u_3$  (1 - ведучий диск, 2 - вал, 3 - ведений диск, 4 - пружина, 5 - пруток, 6 - сферичний шарнір, 7 - сферичний шарнір з отвором); б - вигляд збоку ведучого диска

Коефіцієнт  $\delta$  характеризує розмах коливань кутової швидкості по відношенню до її середнього значення. Для кожного виду машин (механізмів) є своя допустима величина коефіцієнта нерівномірності  $[\delta]$ , яка встановлюється на практиці.

Наближено можна вважати, що середнє значення кутової швидкості обертання буде рівним середньому арифметичному

$$\omega_c = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} . \quad (2)$$

Спільний розв'язок рівнянь (1), (2) відносно  $\omega_{min}$ ,  $\omega_{max}$  має такий вигляд:

$$\omega_{max} = \omega_c \left( 1 + \frac{\delta}{2} \right) , \quad (3)$$

$$\omega_{min} = \omega_c \left( 1 - \frac{\delta}{2} \right) . \quad (4)$$

Колівання кутової швидкості приводного вала очисника (3, 4) викликають додаткові динамічні навантаження, внаслідок чого погіршуються технологічний процес видалення залишків гички та показники довговічності робочого органу. На жаль, повністю уникнути

коливань кугової швидкості приводного вала очисника неможливо, тому необхідно коефіцієнт нерівномірності  $\delta$  зменшити до прийнятної величини.

Приведений момент інерції барабанного очисника (рис.1) відносно осі обертання запишемо у такому вигляді:

$$I = I_1 + I_2, \quad (5)$$

де  $I_1$  – момент інерції тієї частини очисника, яка не змінюється геометрично впродовж виконання технологічного процесу ( $I_1 = const$ ), а  $I_2$  – момент інерції тієї частини очисника, що змінює геометрію поверхні барабана ( $I_2 = var$ ).

Таким чином,  $I_2$  змінюватиметься від  $I_{2min}$  (прутки найбільш близько розташовані до осі обертання, внаслідок закручування веденого диска) до  $I_{2max}$  (початкове положення прутків до взаємодії з головкою коренеплода). Моменти інерції  $I_1, I_{2min}, I_{2max}$  визначаються експериментально за методом падаючого тягарця [5].

Кутова швидкість обертання тієї частини очисника, яка змінює геометрію поверхні барабана в умовах ударних навантажень також коливатиметься між значеннями  $\omega'_{max}, \omega'_{min}$ .

Запишемо вирази для коливань кінетичної енергії. Для тієї частини очисника, яка не змінюється геометрично, матимемо:

$$T_{1max} = \frac{1}{2} I_1 \omega_{max}^2, \quad (6)$$

$$T_{1min} = \frac{1}{2} I_1 \omega_{min}^2, \quad (7)$$

$$\Delta T_1 = \frac{1}{2} I_1 (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2). \quad (8)$$

Аналогічні вирази одержимо для тієї частини очисника, що геометрично змінюється:

$$T_{2max} = \frac{1}{2} I_{2max} (\omega'_{max})^2, \quad (9)$$

$$T_{2min} = \frac{1}{2} I_{2min} (\omega'_{min})^2, \quad (10)$$

$$\Delta T_2 = \frac{1}{2} \left[ I_{2max} (\omega'_{max})^2 - I_{2min} (\omega'_{min})^2 \right], \quad (11)$$

Таким чином, найбільший перепад кінетичної енергії барабанного очисника, складатиме:

$$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 = \frac{1}{2} \left\{ I_1 (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) + \left[ I_{2max} (\omega'_{max})^2 - I_{2min} (\omega'_{min})^2 \right] \right\}. \quad (12)$$

Негативний вплив перепаду кінетичної енергії на приводний вал можна послабити, ввівши додатково до конструкції компенсуючий диск, який можна прикріпити до ведучого диска барабана [2].

Момент інерції компенсуючого диска  $I_{кд}$  визначимо таким чином:

$$\Delta T = \frac{I_{кд} \omega_c^2}{2}, \quad (13)$$

звідки

$$I_{кд} = \frac{2\Delta T}{\omega_c^2}. \quad (14)$$

**Висновки.** Введений до конструкції компенсуючий диск буде накопичувати кінетичну енергію, коли барабан вільно обертається, а під час виконання технологічного процесу, навпаки, віддаватиме частину кінетичної енергії, згладжуючи коливання  $\omega$  і забезпечуючи рівномірність обертання приводного вала. Слід також зазначити, що якість технологічного процесу очищення залишків гички не погіршиться, оскільки конструктивне доповнення не стосується тієї частини очисника, яка виконує функцію очищення.

#### Література

1. Хелемендик М.М. Напрями і методи розробки робочих органів сільськогосподарських машин. –К.: Аграрна наука, 2001. –280 с.
2. Патент № 49356А. Україна, МКВ А01Д 23/02. Барабанний очисник головок коренеплодів / Кушпель А.М., Хелемендик М.М., Вржещ М.В., Каленюк І.Є., Погорілий М.Л., Гевко Р.Б. (Україна) - №2001117863; Заявлено 19.11.2001; Опубл. 16.09.2002. Бюл. №9.-2 с.
3. Вржещ М.В., Хелемендик М.М., Каленюк І.Є., Кушпель А.М., Лобацький В.П. Динаміка процесу копіювання коренеплодів механічною системою // Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Національного аграрного університету. Т. 6.-К.: НАУ, 1999.-С.55-57.
4. Вржещ М.В., Кушпель А.М., Хелемендик М.М., Угрин Л.С. Теоретичне обґрунтування кінематичних передумов ударної взаємодії жорсткого тіла з коренеплодом цукрового буряка // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Вип. 14. – Мелітополь, 2003.- С.155-161.
5. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. – К.: Техніка, 2002. – 512с.
6. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496с.

Б.М. Гевко, д.т.н., проф.

Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

С.Г. Білик, к.т.н.

Бережанський агротехнічний інститут

## ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ АВТОМАТА ВОДІННЯ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

*Наведено обґрунтування кінематичних і гідравлічних параметрів автомата водіння коренезбиральної машини. Виведено аналітичні залежності для визначення параметрів важільного механізму.*

**Постановка проблеми.** Збільшення обсягів виробництва цукрових буряків та зменшення їх собівартості є актуальною науково-технічною проблемою.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки “Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі”.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питаннями розроблення і дослідження автоматів водіння (АВ) коренезбиральних машин присвячено цілий ряд робіт [1, 2, 3], однак цілий ряд питань залишаються невирішеними. Тому **метою роботи** є обґрунтування конструктивних і кінематичних параметрів автомата водіння коренезбиральних машин.

**Результати дослідження.** З метою усунення недоліків автомата водіння серійної коренезбиральної машини КС-6Б запропоновано нову конструкцію, основним гідравлічним елементом якої є помпа-дозатор, аналогічна тій, що використовується в рульовому керуванні машини.

Автомат водіння складається з двох основних частин: механічної системи орієнтації і гідравлічної системи керування.

Система орієнтації призначена для отримання і перетворення сигналу орієнтації машини вздовж рядків коренеплодів, які збираються, а гідравлічна є виконавчою, вона забезпечує керування передніми колесами в залежності від отриманих сигналів орієнтації і спрямовування машини вздовж рядків рослин.

Кінематична схема автомата водіння зображена на рис. 1.

Копіюючий пристрій призначений для відслідковування траєкторії рядків і складається з копіра 2 полозкового типу,

встановленого за допомогою кронштейна на паралелограмній підвісці 4, що за допомогою поворотного кронштейна 6 підвішена до переднього бруса рами 5 автомата водіння.

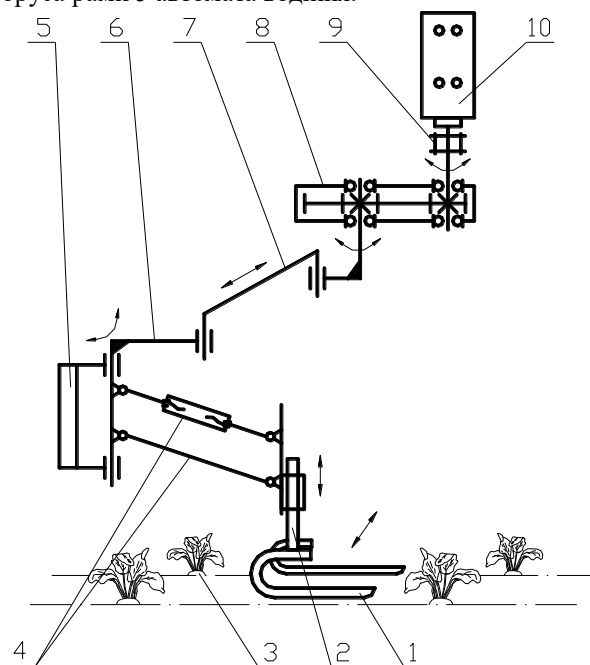


Рис. 1. Кінематична схема автомата водіння

Копір має поздовжні пера 1, які встановлені паралельно поверхні ґрунту і забезпечують відслідковування рядків коренеплодів 3.

Паралелограмна підвіска забезпечує паралельний рух щупа при змінній висоті копіювання по вертикалі, а поворотний кронштейн дозволяє щупу відхилитися в горизонтальному напрямку при копіюванні траєкторії рядків.

Застосування чотирьох пер 1 підвищує надійність відслідковування рядків, особливо при наявності пропусків у рядках коренів 3.

При русі машини копір відслідковує відхилення рядків, що примушує його повертатися у відповідний бік (вслід за рядками). Величина кута повороту копіра від нейтрального положення є вхідним сигналом для автомата водіння.

Передавальний механізм служить для передачі сигналу від копіюючого пристрою на помпу-дозатор 10. Цей процес відбувається

таким чином. Поворот копіра 2 через поворотний кронштейн 6, поперечну тягу 7, циліндричний редуктор-прискорювач 8, регулювальну муфту 9 передається на вхідний вал помпи-дозатора і повертає його з нейтрального положення у відповідний бік. Відбувається подача порції гідравлічного масла у відповідну порожнину спареного гідроциліндра.

Застосування помпи-дозатора дозволяє створити компактну конструкцію автомата водіння самохідної машини без механічних тяг прямого і зворотнього зв'язку.

Важільний механізм АВ складається із трьох ланок  $a$ ,  $b$ ,  $c$ . При цьому ланка  $a$  є ведучою, а ланка  $b$  – веденою. До ланки  $a$  приєднаний копір, який надає їй переміщення на кут  $\varphi_1$ , від чого ланка  $b$  повертається на кут  $\varphi_3$ .

Кінематична схема важільного механізму зображена на рис. 2, на якій вектори зображають відповідні ланки механізму, та показано кути їх повороту. Ланка  $d$  є базовою, відносно якої коливаються інші ланки механізму. Для розрахунку кінематичних параметрів зручно застосовувати векторний метод замкнених контурів. Для вказаного механізму справедливе таке векторне рівняння:

$$\vec{a} + \vec{b} + \vec{c} = \vec{d}. \quad (1)$$

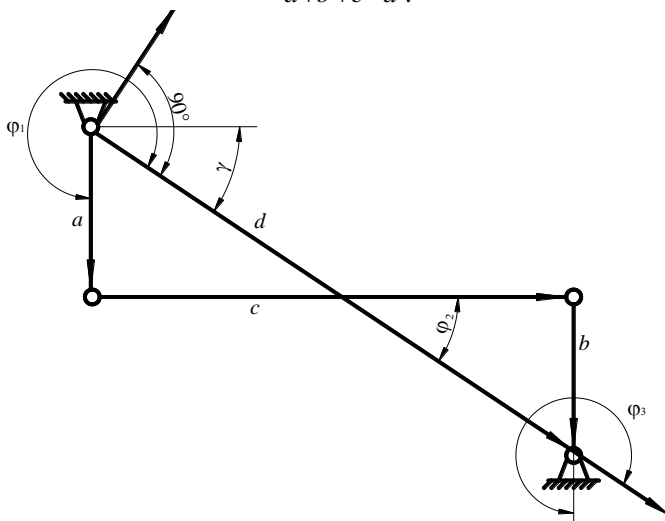


Рис.2. Схема важільного механізму АВ коренезбиральної машини

У проєкціях на осі  $x$  та  $y$  рівняння (1) матиме вигляд:

$$\begin{cases} a \sin j_1 + c \sin j_2 + b \sin j_3 = 0, \\ a \cos j_1 + c \cos j_2 + b \cos j_3 = d, \\ d = \sqrt{(a+b)^2 + c^2}. \end{cases} \quad (2)$$

Визначимо залежність кута  $\varphi_1$  від кута  $\varphi_3$ . Для цього перенесемо доданки з кутом  $\varphi_2$  в ліву частину рівняння, а всі інші - у праву, після чого піднесемо обидва рівняння до квадрату і додамо. В результаті перетворень отримаємо рівняння:

$$A \sin j_3 + B \cos j_3 = D, \quad (3)$$

де  $A = ab \sin j_1$ ;  $B = abc \cos j_1 - bd$ ;  $D = ad \cos j_1 - (a^2 + b^2 + ab)$ .

Розв'язок рівняння (3) має вигляд:

$$j_3 = \pm \arcsin\left(\frac{D}{\sqrt{A^2 + B^2}}\right) - \arctg \frac{B}{A}. \quad (4)$$

Знак перед арксинусом визначає одне із двох теоретично можливих конфігурацій положення механізму.

Для роботи вказаного механізму АВ важливе значення має передатне відношення, тобто відношення зміни кута  $\varphi_3$  до зміни кута  $\varphi_1$  при малих кутах коливання останнього ( $\pm 5^\circ$ ) відносно початкового положення:

$$j_{in} = \frac{3}{2} \pi + \arctg \frac{a+b}{c}. \quad (5)$$

Розрахуємо значення кута  $\varphi_3$  у вказаному випадку та визначимо його відхилення від початкового значення. Обчислимо передатне відношення як частку від ділення відхилення кута  $\varphi_3$  до відповідного відхилення кута  $\varphi_1$ :

$$k = j_3 / j_1.$$

Для оцінки нерівномірності передатного відношення, при коливаннях ведучої ланки, введемо коефіцієнт нерівномірності у вигляді відношення біжучого значення передатного відношення до його значення у початковому положенні:

$$K_H = k / k_n.$$

Для досягнення передатного відношення  $k_n = 3$ , із конструктивних міркувань для реального АВ, обираємо:  $a = 150$  мм,  $b = 50$  мм,  $d = 170$  мм, обчислюємо  $c = 262,49$  мм.

Розрахункові значення передатного відношення важільного механізму представлені у таблиці.



Таблиця. Розрахункові значення передатного відношення механізму

Відхилення кута ведучої ланки $\alpha$ , град	Передатне відношення $k_n$	Коефіцієнт нерівномірності $K_n$
-5	3,036	1,012
-4	3,021	1,007
-3	3,012	1,004
-2	3,005	1,0015
-1	3,001	1,0005
0	3,000	1,000
1	3,001	1,0005
2	3,005	1,0015
3	3,010	1,0035
4	3,018	1,006
5	3,029	1,010

Наведені в таблиці дані свідчать про достатню, для практики, лінійність керування автоматом за допомогою важільного механізму із вказаними довжинами ланок, причому нерівномірність, при відхиленні у різні сторони, із збільшенням кута стає неординаковою, але не перевищує 1,2%.

На основі вищевказаного можна зробити наступні **висновки**:

1. На основі векторного методу замкнутих контурів проведено розрахунок кінематики важільного механізму АВ. Виведено аналітичні залежності для визначення передатного відношення ланок механізму, які свідчать, що лінійність керування є достатньою, а нерівномірність не перевищує 1,2 % при кутах повороту ведучої ланки  $\pm 5^\circ$ .

2. Представлено удосконалену конструкцію автомата водіння коренезбиральних машин з покращеними техніко-економічними показниками.

#### Література

1. Свирщевський А.Б., Гельфенбейн С.П. Технологические основы автоматизации сельскохозяйственного производства. - М.: Колос, 1966. - 446 с.

2. Ковчин С.А. и др. Автоматизация сельскохозяйственных машин и установок. - М-Л.: Машгиз., 1963. - 289 с.

3. Бережецький О.В. Підвищення точності водіння коренезбиральних машин в технологічному процесі вирощування цукрових буряків. Автореф. дис... канд. техн. наук. - Харків, 1996. - 21 с.

## ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ ПОДІЛЬНИКІВ МАШИН

*Наведені особливості проектування та виготовлення активних гвинтових подільників силосзбиральних комбайнів. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і кінематичних параметрів подільників цих та інших машин.*

**Постановка проблеми.** Під час збирання силосних культур вузькорядного і суцільного посіву і, особливо кукурудзи з бобовинами, відділення скошеної маси силосзбиральним комбайном від сіностою за польовим буртом, часто представляє відносно складну проблему, виконання якої здійснюють за допомогою активних гвинтових ділильників.

У проектуванні конічних гвинтових подільників і робочих органів сільськогосподарських машин (СГМ) розглянемо два можливі варіанти конструкції. Перший - коли вал має циліндричну форму, а заготовка спіралі – трапецеоподібну, а в другому варіанті - вал має конічну форму, а заготовка спіралі – прямокутну.

Робота виконується в рамках програми “Національна програма розробки і виробництва технологічних комплексів машин і обладнання для агропромислового комплексу” затвердженої Кабінетом Міністрів України на 2002 – 2006 роки.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питаннями проектування гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин присвячені роботи ряду авторів [1, 2, 3]. Однак при цьому не повною мірою враховані особливості їх проектування з урахуванням технології їх виготовлення. Тому **метою роботи** є розробка методології проектування гвинтових подільників силосзбиральних комбайнів з урахуванням технології їх виготовлення, які широко використовуються в силосзбиральних комбайнах (рис. 1), та інших машинах.

**Результати дослідження.** Конструктивні та кінематичні параметри шнекового подільника визначають, виходячи з таких міркувань. Задаємо діаметр шнека в межах 250...500 мм, а крок – за умови достатнього контакту рослин з робочими поверхнями і не намотування їх на вал. Тому він буде більший, ніж той, що регламентує ГОСТ 2705-73 “Шнеки с/г машин”, де він є рівним

$T=(0,8...1,1)D$ , де  $D$  – зовнішній діаметр шнека. В ділільних механізмах СГМ його доцільно вибирати в межах  $T=(1,1...1,8)D$ . Параметри самої спіралі доцільно вибирати з умови міцності і забезпечення якісного виконання технологічного процесу, вони є такими: товщина спіралі  $H=3...6$  мм, а ширина  $b=15...30$  мм.

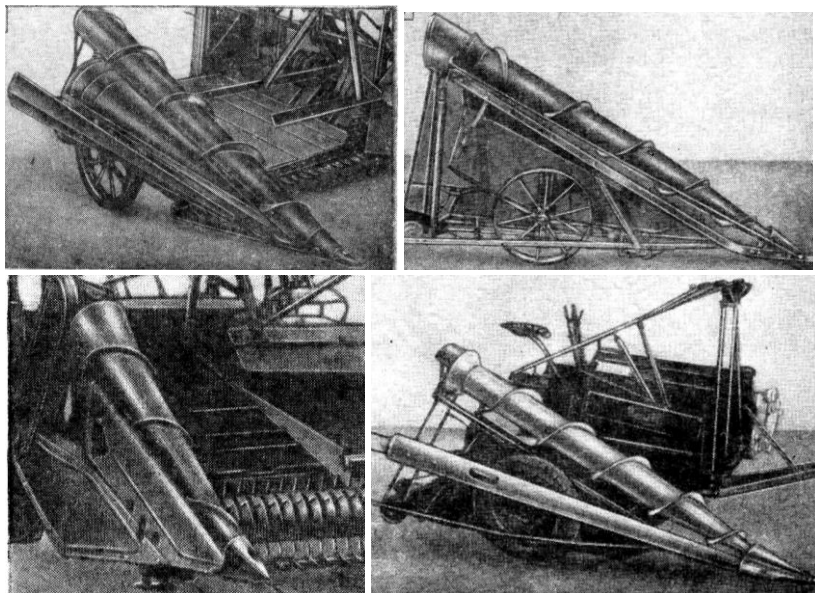


Рис. 1. Активні шнекові польові подільники силосозбиральних жаток різних фірм ФРН

Активні подільники можна розділити на два типи: ріжучі, фронтальна крайка яких оснащена ріжучим органом, і активно поділяюча, фронтальна крайка яких виконана у вигляді конічного шнека, який обертається і переміщує матеріал в зону транспортування.

Швидкісний режим транспортера жнивarki пов'язаний з режимом живильного апарата, тому що в перехідний момент від транспортера в живильний апарат рослинна маса є під впливом цих двох суміжних робочих органів. Окружну швидкість  $v_e$  живильних валців і гвинтових подільників вибирають залежно від швидкості основного транспортера  $v_m$  і вона повинна бути на 10-20% менша, тобто

$$v_m = (0,8...0,9)v_e.$$

Швидкість вальців подільників розраховують виходячи із пропускнув здатності і продуктивності комбайна.

Більш широко використовують подільники (рис. 2) з активно поділяючою фронтальною крайкою – шнековидні.

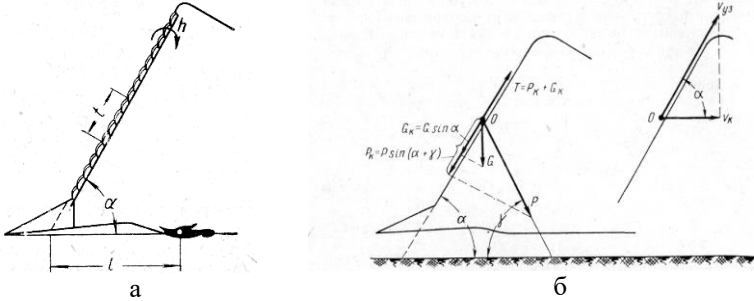


Рис. 2. Схема активнорозділюючого польового подільника зі шнековидною фронтальною крайкою (а); схема дії сил і швидкостей на вузол, що переміщається по фронтальній крайці активного подільника (б)

У таких подільниках на переплутаний вузол  $O$  на крайці дільника діють сила  $P$  натягу стебла, спрямована уздовж стебла убік ґрунту, і сила  $G$  ваги вузла, спрямована вертикально вниз.

Складові по крайці від цих сил відповідно визначаються за формулою [1]

$$P_k = P \sin(\alpha + \gamma) \text{ і } G_k = P \sin \alpha,$$

де  $\alpha$  - кут нахилу фронтальної крайки до обрію;  $\gamma$  - кут нахилу стебла до обрію.

Для поділу вузла необхідно, щоб активний орган фронтальної крайки дільника захоплював рослину нагору із силою  $T$ , достатньою для подолання суми сил  $P_k$  й  $G_k$ , тобто

$$T = P_k + G_k = P \sin(\alpha + \gamma) + G \sin \alpha$$

Необхідно також, щоб швидкість  $v_{вз}$  переміщення вузла по крайці мала горизонтальну складову, рівну поступальній швидкості руху дільника. Тільки за такої умови можливий поділ вузла без збільшення кута  $\gamma$  нахилу стебел, тобто при ефективному витягуванні стебел з вузла.

Якщо поступальна швидкість подільника, а отже, і комбайна, дорівнює  $v_k$ , то швидкість  $v_{вз}$  по крайці визначають зі співвідношення

$$v_{\text{вз}} = \frac{v_k}{\cos \alpha}.$$

Швидкість робочого органа, що захоплює вузол по крайці дільника, визначають із урахуванням пробуксовування вузла по цьому органі. Так, для шнека, що працює по крайці, швидкість

$$v_{\text{ц}} = \frac{v_k}{k \cos \alpha},$$

де  $k$  - коефіцієнт пробуксовування, що залежить від конструктивних особливостей дільника і змінюється в межах 0,86–0,96.

Швидкість осьового переміщення вузла по крайці шнекового дільника

$$v_{\text{ш}} = \frac{nt}{60k},$$

де  $n$  - число обертів шнека, об/хв;  $t$  – крок витків шнека, мм.

Умову працездатності шнекового подільника можна записати у вигляді:

$$\frac{nt}{60k} = \frac{v_k}{\cos \alpha}.$$

Кут нахилу шнековидних дільників можна прийняти рівним 40–80°; при цьому кут нахилу стебел може бути значним і змінюватися в межах 60–85°.

Технологічний процес виготовлення заготовки шнека здійснюється на гільйотинних ножицях, а в якості вала або труби використовують прокат циліндричної форми.

Виготовлення конічних труб для конічних шнеків здійснюють з плоского листового прокату конічної розгортки, де ширина кінців розгортки дорівнює довжині кіл нижнього і верхнього кінців вала.

Навивання спіралей здійснюють на пристроях в щільний пакет, приведених раніше, який калібрується і після цього приварюється до конічного вала чи труби.

Складність виготовлення конічних гвинтових робочих ділильників, ущільнювачів і стрічок для них полягає в тому, що після навивання щільного пакету витків здійснюється калібрування, в процесі якого, такі параметри спіралі як внутрішній  $d$  і зовнішній  $D$  діаметри, крок  $T$  - в загальному випадку є змінними по довжині, і залежать від параметру біжучої довжини спіралі  $z$ , чи її кутового параметру  $\phi$  (рис. 3).

Під час виготовлення конічних гвинтових стрічок деякі їх параметри встановлюються конструктивно, а саме: задається зміна

параметрів спіралі по довжині  $d=d(z)$ ;  $D=D(z)$ , тобто задаються геометричні параметри форми конічної спіралі. Проте, для проектування конструкцій конічних шнеків і розроблення технологічного процесу цих даних недостатньо. Так при навиванні спіралі із смугової заготовки необхідно задати її розміри, тобто довжину  $L$ , початкову  $B_1$  та кінцеву  $B_2$  ширини, товщину  $H_0$ , а також закон зміни ширини заготовки по її довжині:

$$B=B(\tau), \quad (1)$$

де  $\tau$  - параметр, що характеризує біжучу довжину заготовки.

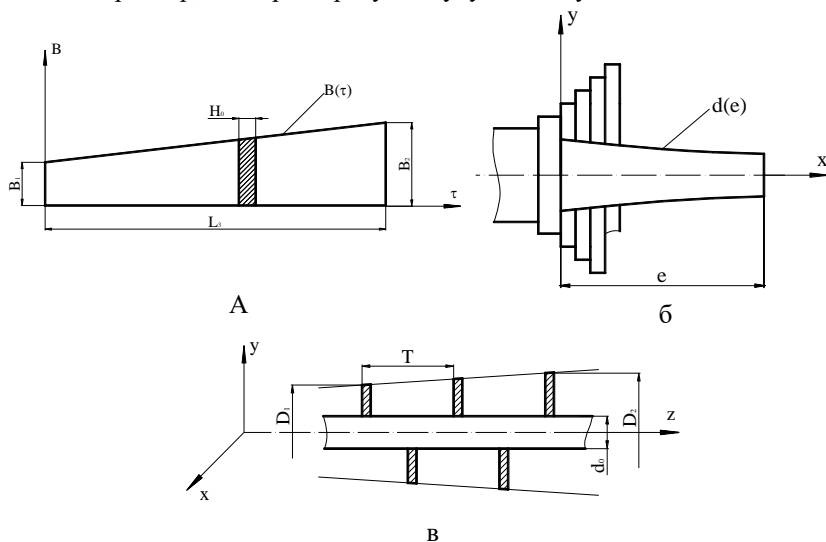


Рис. 3. Розрахункова схема для проектування конічних робочих органів [4]: а - заготовка спіралі конічного шнека; б - схема навивання конічної трапецеподібної заготовки в пакет; в - конструкція конічного шнека

Конструктивні і кінематичні параметри шнекового подільника визначають виходячи з наступних міркувань. Задають діаметр шнека і його величину залежно від продуктивності машини в широких межах 100-400 мм, а крок шнека, за умови достатнього контакту рослин з шнеком і не намотування їх на вал, тому він буде більшим ніж той, що регламентується ГОСТ 2705-73 “Шнеки для сільськогосподарських машин”  $T=(0,8\dots 0,1)D$ , а в подільних механізмах силосозбиральних машин доцільно вибрати в межах:

$$T = (1,1 \div 1,8) D,$$

де  $D$  – зовнішній діаметр шнека.

Параметри самої спіралі доцільно вибирати за умови міцності і забезпечення якісного виконання технологічного процесу, тому їх вибирають такими: товщина спіралі шнека в межах  $H=3\dots6$  мм, а ширина в межах  $B=15\dots30$  мм (рис. 3).

Кінематичний параметр – швидкість обертання ділильника визначають за умови швидкості самого агрегату

$$V_{\text{маи}} \approx V_{\text{шнека}};$$

а швидкість обертання шнека за формулою:

$$V_{\text{ши}} = \pi \cdot D \cdot n,$$

де  $n$  – кількість обертів шнека на хв.

Звідси, кількість обертів шнекового активного подільника буде рівною:

$$n = V_{\text{маи}} / (\pi \cdot D);$$

Крім цього для забезпечення сприятливої роботи подільника зовнішня кромка шнека повинна мати заокруглену поверхню розміром.

$$r = 0,5H;$$

де  $H$  – товщина заготовки шнека, мм.

Тому зовнішній діаметр шнекового подільника визначають за формулою:

$$D_{\text{ши}} = d_g + 2B,$$

де  $B$  – ширина шнека;  $d_g$  – діаметр вала.

Співвідношення довжини смуги і довжини спіралі має вигляд:

$$L = \int_0^l \sqrt{1 + \frac{D_0^2}{4} \left( \frac{d\varphi}{dz} \right)^2 + \left( \frac{dD_0}{2dz} \right)^2} dz. \quad (2)$$

При навиванні щільного пакету навитих витків гвинтової стрічки величина внутрішнього діаметру оправки на яку вона навивається зв'язана з біжучою шириною стрічки  $B=B(\tau)$ , залежністю [1].

$$d_0 = 2B(1 - 0,02IT/d) / (\psi - 1), \quad (3)$$

або в першому наближенні

$$d_0 = 2Bk_0 / (\psi - 1), \quad (4)$$

де  $k_0$  – коефіцієнт зміни параметрів витка при калібруванні;  $\psi$  – коефіцієнт нерівномірності витягування заготовки шнека.

На основі вищевказаного можна зробити такі **висновки**:

1. Запропонована енергоощадна технологія проектування гвинтових активних подільників силосозбиральних комбайнів.

2. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і кінематичних параметрів подаючих механізмів силосозбиральних комбайнів.

#### Література

1. Резник Н.Е. Силосоуборочные комбайны. - М.: Машиностроение, 1964. - 448 с.

2. Гапоненко В.С., Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини. – К.: Урожай, 1988. - 385 с.

3. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. – Львов: Вища школа, 1989. - 175 с.

4. Радик Д.Л. Розробка і дослідження конструктивно-технологічних параметрів гвинтових живильників. Дис... канд. техн. наук. 05.20.04. - Тернопіль, 1996. -175 с.

*Рецензент д.т.н., проф., М.І. Пилипець*

УДК 621.87

І.Б. Гевко, к.т.н., І.Я. Новосад, В.О. Дзюра  
Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НОВИХ ТИПІВ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ**

*Наведено опис конструкції, принципи роботи і обґрунтування конструктивних й технологічних параметрів. Дані рекомендації виробництву з їх проектування та експлуатації.*

**Постановка проблеми.** В сучасних умовах потокового і автоматизованого виробництва значення гвинтових транспортно-технологічних машин (ГТТМ) підвищилось. Вони вийшли за рамки свого основного призначення – допоміжне обладнання для механізації трудомістких процесів виробництва, і стали з'єднувальною ланкою в технологічному ланцюзі, забезпечуючи безперервність виробництва і є його органічною частиною, яка визначає ритм його і продуктивність.

До машин для комплексної механізації виробництва ставляться високі вимоги щодо їх міцності, надійності, оскільки від них в значній мірі залежить функціонування підприємств без зупинок і аварій, нерідко пов'язаними з великими матеріальними втратами.



Гвинтові транспортно-технологічні механізми широко використовуються в харчовій, переробній, фармацевтичній та інших промисловостях для виконання різних функціональних операцій, починаючи з транспортування, витискування соків і з овочів, фруктів, лікарських трав і для виконання інших операцій, поєднаних з транспортуванням.

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

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Теорія визначення конструктивних параметрів транспортерів з секційними робочими органами розглянута в працях [1, 2, 3], однак цілий ряд питань є не вирішеними. Тому **метою роботи** є обґрунтування конструктивних і технологічних параметрів ГТТМ з розширеними технологічними можливостями.

Результати дослідження. Гвинтовий конвеєр (ГК) з гнучким приводом зображено на рис.1, що забезпечує розширення технологічних можливостей транспортних операцій.

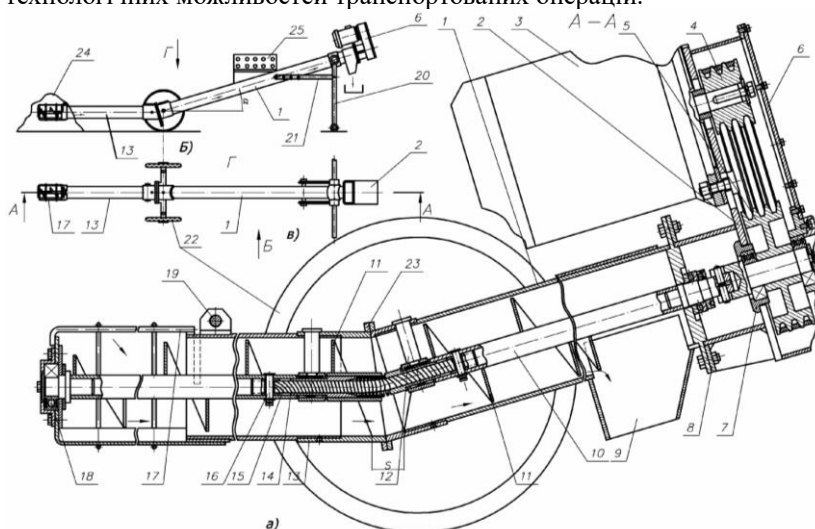


Рис. 1. Гвинтовий конвеєр з гнучким приводним валом: а - загальний вигляд; б - робоче положення конвеєра; в - вигляд зверху

Технологічний процес роботи гвинтового конвеєра з гнучким приводним валом здійснюється таким чином. Гвинтовий конвеєр підводять в зону накопичення сипкого матеріалу 24, колеса 22 стопорять відомими способами, а кінець нижньої труби 14 з патрубком

17 занурюють в середину насипного матеріалу. Вмикають електродвигун з пульта керування 25 і після цього патрубок 17 виставляють на необхідну продуктивність конвеєра. Сипкий матеріал з насипної зони 24 шнеком 11 переміщується через патрубок 17 в нижню трубу 14, і далі шнеком верхнього вала 10 переміщується в зону накопичення матеріалу величиною  $S$ , де верхнім шнеком 11 подається у вивантажувальний патрубок 9. Створення цієї зони сприяє процесу змішування сипких матеріалів.

До переваг конвеєра відноситься простота конструкції, розширені технологічні можливості і можливість легкого його керування.

На рис.2 зображена друга конструкція гвинтового конвеєра з пересипом.

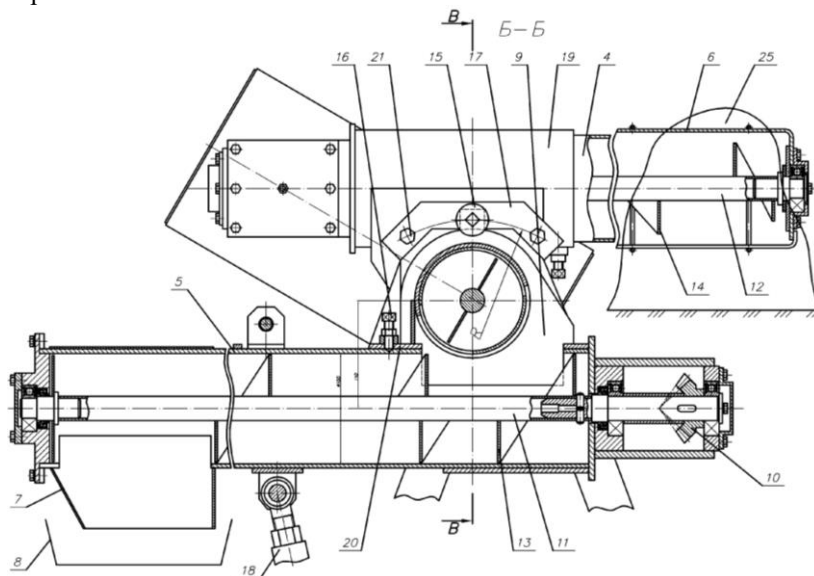


Рис. 2. Гвинтовий конвеєр з пересипом

Для зміни положення завантажувальної секції 4 відносно розвантажувальної 5 здійснюють такі дії. Ліва 23 і права 24 опори від'єднуються відповідно від розвантажувальної 5 і завантажувальної 4 секцій, болти 21 викручують з різьбових отворів 22 і послаблюють кріплення з'єднань осей 15. Після цього одну секцію відносно іншої виставляють у відповідне положення ГК. При цьому здійснюється жорстка фіксація однієї секції відносно іншої за допомогою кріпильних елементів. У відповідних різьбових отворах 16, які виконані по радіусу

R у верхньому кронштейні 17 завантажувальної секції 4, а ліва 24 і права 23 опори жорстко фіксують в необхідному положенні при умові встановлення завантажувального патрубку 6 завантажувальної секції в середовище сипкого матеріалу 25.

Керування гвинтовим конвеєром здійснюється з пульта керування 26, а збирають транспортний матеріал в ємкість 8. В транспортне положення гвинтовий конвеєр приводиться переведенням розвантажувальної секції 5 відомими способами.

Робота гвинтового конвеєра здійснюється наступним чином. Конвеєр встановлюють перед насипом сипкого матеріалу 25 і патрубком 6 завантажувальної секції вставляють в його середину. Після цього вмикають електродвигун 2 з пульта керування 26 і сипкий матеріал шнеком 14 захоплюється і подається в зону перевантаження 9 і далі шнеком 13 вивантажувальної секції 5 через вивантажувальний патрубок 7 в ємкість 8.

У разі потреби регулюють місце розміщення, кути нахилу секції продуктивність і інші параметри.

До переваг конвеєра відносяться універсальність роботи і підвищення продуктивності праці.

У гвинтових піднімально-транспортних пристроях використовується принцип перетворення обертального руху виконавчого органа-гвинта - у поступальний рух робочого тіла. Цей принцип базується на самих властивостях гвинтової поверхні, в якій зв'язок між лінійним переміщенням сипких матеріалів (подачею  $s$ ) і обертальним переміщенням гвинта (кутовою швидкістю  $\omega$ ) в цьому випадку можна визначити рівняння.

$$s = \frac{dz}{dt} = \frac{d(vT/2\pi)}{dt} = \omega T / 2\pi, \quad (1)$$

де  $T$  – крок гвинта;  $V$  – поточне значення кутового параметра.

Залежність справедлива для транспортуючих пристроїв, у яких центр ваги маси тіла сипкого матеріалу переміщується тільки в напрямку паралельному до осі шнека, наприклад, при транспортуванні штучних вантажів у руслі, утвореному двома шнековими вальцями в безвідривному режимі.

Під час переміщення вантажів у гвинтових конвеєрах на транспортуюче тіло з боку поверхні гвинта діє осьова сила  $P_z$  і обертальний момент  $T_B$ . Основна умова транспортування полягає у наявності сил опору, що створюють момент опору  $T_o$ , який гальмує обертальний рух вантажу, викликаючи тим самим осьове переміщення. Опір утворюють сили тяжіння чи сили тертя з боку жолоба чи середовища, в якому відбувається транспортування вантажів. Осьове

переміщення вантажів здійснюється руслом, утвореним нерухомими і рухомими поверхнями. При транспортуванні сипких вантажів роль русла виконують гнучкий чи жорсткий жолоб закритого або відкритого типу.

У випадку транспортування сипкого вантажу у горизонтальному гвинтовому конвеєрі з низькою частотою обертання, коли робоче тіло силами земного тяжіння утримується від обертального руху, момент опору від сил тяжіння, то і момент, прикладений до вантажу з боку гвинта, зрівноважуються, і переміщення відбувається тільки в осьовому напрямку шнека. Теоретична швидкість переміщення центра ваги вантажу, яка має тільки осьову складову, у цьому випадку визначається із залежності (1)

В іншому випадку вантаж у закритому жолобі переміщається по гвинтовій траєкторії. Його розміщення визначається двома змінними параметрами - лінійною координатою центра ваги вантажу  $L_c$  і відповідно кутовою координатою  $\Theta$  при постійному значенні радіуса потоку (радіальному розміщенні центра ваги  $R_n$ ).

У цьому випадку поряд з осьовою складовою  $v_k = \omega_e \cdot R_n$ , де  $\omega_e$  - кутова швидкість центра ваги потоку  $\omega_e = d\Theta / dt$  ;

Кутовий параметр вантажу  $\Theta$  зв'язаний з кутовим параметром гвинтової поверхні залежністю [1]

$$\Theta = (1 + \alpha)v + v_o + \omega t, \quad (2)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт, що враховує просторове розміщення гнучких гвинтових конвеєрів  $|\alpha| \ll 1$  для жорстких конвеєрів  $\alpha = 0$ ;  $v_o$  - початкове кутове положення поверхні в системі координат.

У загальному випадку транспортування вантажів для визначення продуктивності використовують залежність

$$Q = 0.25\pi\varphi V_o (D_{ж}^2 - d^2), \quad (3)$$

де  $d$  і  $D_{ж}$  - відповідно діаметри вала і жолоба;  $\varphi$  - коефіцієнт наповнення жолоба.

Під час транспортування у гвинтових конвеєрах к.к.д.  $\eta$  враховують як відношення корисної роботи на підняття вантажу до загальних затрат енергії.

Для горизонтально розміщених конвеєрів величина  $\eta$  не може служити критерієм ефективності, тому ефективність доцільно визначати через коефіцієнт опору переміщення  $W$  - питому роботу, необхідну для переміщення одиниці маси вантажу на одиницю довжини.

Потужність гвинтових конвеєрів визначають за залежністю

$$N = kg\gamma_c Q(L_n W + H_n), \quad (4)$$

де  $L_n$ ,  $H_n$  – проекція відповідно довжини транспортування і висоти підйому вантажу;  $g$  – прискорення сили тяжіння,  $k$  – коефіцієнт, який враховує особливості конструкції ГК і він для конструкції вибирається в межах  $k=1,2\dots 1,4$ .

На основі вищенаведеного можна зробити такі **висновки**:

1. Запропоновані нові типи гвинтових піднімально-транспортних механізмів забезпечують з розширення технологічних можливостей.

2. Дані практичні рекомендації виробництву щодо вибору конструктивних і технологічних параметрів, а також їх налагодження та експлуатації.

#### Література

1. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозйствених машин. - Львов: Вища школа, 1989. - 205 с.

2. Григорев А.В. Винтовые конвейеры. - М., 1972. - 267с.

3. Омельченко А.А. Трач Б.Д. Справочник по механизации животноводческих и птицеводческих комплексов. - К., 1982. - 385с.

*Рецензент д.т.н., проф., М.І. Пилипець*

УДК 621.87

І.Б.Гевко, к.т.н., І.Я. Новосад

Тернопільський державний технічний університет ім. І.Пулюя

## ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОГО СЕКЦІЙНОГО СОКОВИТИСКАЧА

*Наведено конструкцію і принцип роботи гвинтового секційного соковитискача. Виведені аналітичні залежності для визначення його конструктивних і кінематичних параметрів. Дані практичні рекомендації виробництву.*

**Постановка проблеми.** В сучасних умовах потокового й автоматизованого виробництва значення гвинтових транспортно-технологічних машин (ГТТМ) підвищилось. Вони вийшли за рамки свого основного призначення – допоміжне обладнання для механізації трудомістких процесів виробництва, і стали з'єднувальною ланкою в технологічному ланцюзі, забезпечуючи безперервність виробництва і є

його органічною частиною, яка визначає ритм і продуктивність виробництва.

До машин для комплексної механізації виробництва ставляться високі вимоги щодо їх міцності, надійності, оскільки від них в значній мірі залежить функціонування підприємств без зупинок і аварій, нерідко пов'язаними з великими матеріальними втратами.

Гвинтові транспортно-технологічні механізми широко використовуються в харчовій, переробній, фармацевтичній та інших промисловостях для витискування соків з овочів, фруктів лікарських трав і для виконання інших операцій.

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

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Теорія визначення конструктивних параметрів транспортерів з секційними робочими органами розглянута в працях [1, 2, 3]. Основний недолік гнучких робочих органів розглянутих конструкцій полягає в тому, що при роботі на криволінійних трасах радіуси кривизни є досить великими, що обмежує технологічні їх можливості і приводить до їх зношування. Тому **метою роботи** досліджень є розробка гвинтових секційних робочих органів соковитискачів транспортерів з розширеними технологічними можливостями за рахунок зменшення радіуса згину траси транспортування з одночасним вдосконаленням їх конструкції і розширеними технологічними можливостями.

**Результати дослідження.** Запропонована конструкція соковитискача представлена на (рис. 1), який виконаний у вигляді рами 1, приводу 2, корпусу 3, завантажувального механізму 4 з подрібнювачем 5, який приводиться в рух ременевою передачею 6 від привідного вала 7.

До кінця привідного вала жорстко закріплено гвинтовий витискний елемент 8 на зовнішньому діаметру з насічками 10, і встановлено в жорсткий металічний кожух 9 з нержавіючої сталі, середня частина якого виконана у вигляді криволінійної впадини з одним або двома прогинами. В нижній частині кожуха криволінійна впадина виконана у вигляді сітчатки 11 і оберта на V-подібний жолоб 12, з аналогічною сітчаткою і вони разом оберті на опорну раму 13. Причому довжина V-подібного жолоба є більшою довжини сітчатки 10 на кожусі 9, під яким встановлено ємність 14 для збирання соку, а під вільним кінцем гнучкого кожуха встановлена ємність 15 для збирання відходів (мезги).



Окрема секція гвинтового соковитискача виконана у вигляді гвинтової спіралі 16 довжиною  $1,4...2$  кроку, до внутрішніх поверхонь якої з її торців жорстко прикріплені втулки 17 зовнішніми діаметрами. Внутрішні торцеві поверхні втулок жорстко з'єднані між собою прутками 18, діаметри яких є рівними або меншими товщини втулки. Ці втулки в свою чергу жорстко закріплені до внутрішніх поверхонь гвинтової спіралі 16, причому осі гвинтових спіралей 16, втулок 17 і прутків 18 є паралельні між собою. У втулках однієї гвинтової спіралі в радіально протилежних діаметрах, перпендикулярно до осі секції, виконано наскрізні отвори 19, осі яких є співвісні і паралельні між собою. В ці отвори встановлені кульки 20 з можливістю кругового повертання, які є у взаємодії з лунками 21, виконаними в шарнірних з'єднаннях 22 сусідніх секцій. В сусідніх секціях аналогічні отвори виконані в перпендикулярних площинах у втулках 17, в які встановлені кульки 20 з можливістю відносного повертання сусідніх секцій одна відносно іншої під кутом у процесі їх обертання на криволінійних траєкторіях. Зверху втулки 17 жорстко закриті циліндричними ковпачками 23, для запобігання вилітання кульок з лунок, а в зоні криволінійного переходу крок гвинтової секції  $T_1$  є меншим основного кроку на вході і виході соковитискача і є рівним  $T_1=(0,4...0,6)T$ , де  $T$  – основний крок. Сусідні секції гвинтової спіралі 16 з'єднані між собою шарнірними з'єднаннями 22, а зовнішні поверхні кожної із них виконані бочкоподібною форми радіусом  $R$  з максимальним значенням посередині секції, що сприяє покращенню процесу їх взаємодії з кожухом соковитискача особливо на криволінійних траєкторіях і зменшення сили тертя.

При проходженні маси матеріалу по криволінійній траєкторії 24, де величина кроку спіралі є зменшена і становить  $T_1=(0,4...0,6)T$  вона стискується і здійснюється витискування соку, який стікає по цій криволінійній траєкторії і збирається в ємкості 14. Пройшовши криволінійну ділянку, відхід маси проходить до виходу соковитискача і збирається в ємкості 15 де крок робочого органу є нормальним.

Технологічний процес роботи гвинтового витискача здійснюється таким чином. Сировина, наприклад виноград, завантажується в завантажувальний механізм 4 з бункером, де подрібнюється механізмом 5, який приводиться в рух від привідного вала 7 пасовою передачею 6. Далі подрібнена маса поступає на гвинтовий секційний витискний елемент 8 і додатково подрібнюється насічками 10, переміщується в горизонтальному напрямі вправо і особливо стискується на криволінійній траєкторії. Сік через сітчатку 11 в



кожусі 9 і V-подібному жолобі 13 стікає в ємність 14. Відтиснута маса - мезга, через вільний кінець гнучкого кожуха 9 відходить в ємність 15.

Відомо, що за наявності кутового зміщення між шарнірно з'єднаними валами, а саме такий тип з'єднання можна розглядати як робочий секційний орган соковитискача, обертання веденого вала відбувається нерівномірно під час рівномірного обертового руху ведучого вала. Відповідно співвідношення між кутовими швидкостями ведучого і веденого валів запишеться наступним чином [1]

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos \alpha}, \quad (1)$$

де  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  - кутові швидкості відповідно ведучого і веденого валів;  $\gamma$  - кут нахилу осей валів;  $\alpha$  - кут повороту ведучого вала від початкового положення.

Відповідно до конструктивного виконання робочого органу соковитискача співвідношення між кутовими швидкостями ведучої і веденої секцій за повний оберт складатиме:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos(\arctg(D_B - d_B - 2S)/B)}{1 - \sin^2(D_B - d_B - 2S)/B}, \quad (2)$$

де  $D_B$  - діаметр втулки секції;  $d_B$  - діаметр з'єднувального вала;  $S$  - товщина втулки секції;  $B$  - ширина втулки секції робочого органу.

Кутове прискорення ведучої секції під час рівномірного обертання веденої ланки виражається залежністю:

$$\beta_2 = \omega_1^2 \frac{\sin^2(\arctg \frac{D_B - d_B - 2S}{B}) \cos(\arctg \frac{D_B - d_B - 2S}{B}) \sin 2\alpha}{(1 - \sin^2(\frac{D_B - d_B - 2S}{B})) \sin^2 \alpha}. \quad (3)$$

Відповідно коефіцієнт нерівномірності обертання веденої секції:

$$k = \operatorname{tg}(\arctg(\frac{D_B - d_B - 2S}{B})) \sin(\arctg(\frac{D_B - d_B - 2S}{B})). \quad (4)$$

Крутний момент на проміжній секції визначають з залежності:

$$T_{n.c.} = T_1 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2(\arctg(\frac{D_B - d_B - 2S}{B})) \cos^2 \alpha}, \quad (5)$$

де  $T_1$  - момент, що діє на ведучу секцію.

Момент, який сприймає ведена секція, можна визначити з залежності:

$$T_2 = T_1 \frac{1 - \sin^2(\arctg \frac{D_B - d_B - 2S}{B}) \sin^2 \alpha}{\cos(\arctg \frac{D_B - d_B - 2S}{B})}. \quad (6)$$

Сила, що діє на шарнірне з'єднання секцій гвинтового соковитискача:

$$F_{III} = \frac{2T_{II}}{D_B}. \quad (7)$$

Процес транспортування вантажу гвинтовими конвеєрами у загальному випадку в довільній ортогональній системі координат  $Ox_1x_2x_3$  описує рівняння руху суцільного середовища [2]:

$$\nabla_k \sigma^{jk} + \rho F^i = \rho a^i, \quad (8)$$

де  $\nabla_k$  - коваріантна похідна;  $\sigma^{jk}$  - компоненти тензора напружень;  $\rho$  - густина вантажу;  $F^i$  - компоненти зовнішньої масової сили;  $a^i$  - компоненти тензора прискорень.

Згідно рекомендацій розрахунок такого процесу доцільно проводити у спеціальних системах координат, наприклад гвинтовій  $Onbt$ , що з декартовою системою координат  $Oxyz$  зв'язана з співвідношеннями:

$$\begin{cases} x = n \cos[t / (n^2 + c^2)^{0.5}]; \\ y = n \sin[t / (n^2 + c^2)^{0.5}]; \\ z = ct / (n^2 + c^2)^{0.5} + b(n^2 + c^2)^{0.5} / n. \end{cases} \quad (9)$$

Для довільної точки простору орти системи координат  $Onbt$  направлені за напрямком ортів супутньої системи координат, в якій швидкість виділеного елемента (частинки) вантажу буде:

$$\bar{g}_A = g_t \bar{t} + g_n \bar{n} + g_b \bar{b}, \quad (10)$$

Для великих деформацій у випадку транспортування ізотропного середовища, головні осі тензора напружень співпадають з головними осями тензора швидкостей деформації:

$$\{\tau_{ij}\} = v \{\gamma'_{ij}\}, \quad (11)$$

де  $v$  - коефіцієнт пропорційності.

Рівняння руху (8) значно спрощується для рівномірного переміщення, наприклад, у довгих вертикальних гвинтових конвеєрах та гвинтових склізах коли реалізується гвинтова симетрія.

Тоді  $\partial \sigma_y / \partial t = 0$  і теоретично не виключається можливість транспортування в режимі пошарового руху, коли складові

швидкості  $\mathcal{G}_n + \mathcal{G}_b = 0$ , а швидкість довільної частинки  $\mathcal{G}_A = \mathcal{G}_t$ . Абсолютні швидкості  $\mathcal{G}_A$  частинок, що належать і-му шару не залежать від координати  $t$ , але різні для різних  $b$  та  $n$ .

Швидкість деформації при вказаному режимі транспортування у гвинтовій системі координат [3]:

$$\begin{aligned} \varepsilon'_n &= 0; \varepsilon'_t = \partial \mathcal{G}_t / \partial t; \varepsilon'_n = 0 \\ \gamma'_m &= \partial \mathcal{G}_t / \partial n - k \mathcal{G}_b; \gamma'_{tb} = \partial \mathcal{G}_t / \partial b; \\ \gamma'_{nb} &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Відповідно, розподіл середнього гідравлічного тиску:

$$p = \frac{pg \cos \alpha}{2\chi\mu} \left( 1 - e^{-\frac{2\chi(b_0 - b)}{\mu}} \right). \quad (13)$$

Із другого рівняння системи з врахуванням  $|\tau_m| = |\tau_{nb}|$  отримуємо:

$$\frac{\partial \tau_m}{\partial n} + (2k - 2\varepsilon\chi\mu)\tau_m = gp(\sin \alpha - \varepsilon\mu \cos \alpha), \quad (14)$$

де  $\varepsilon = \text{sign}(\Delta \mathcal{G}_m) = |\Delta \mathcal{G}_m| / \Delta \mathcal{G}_m$  - функціональний знак, що приймає значення  $-1$  та  $+1$  в залежності від напрямку потоку.

Відповідно лінії рівня, в яких  $p = \text{const}$ , а також лінія нульового рівня ( $p=0$ ), що обмежує потік визначається залежністю:

$$\frac{\partial b}{\partial n} = \frac{a_n(\mu + ctg \alpha)}{(g \cos \varepsilon \alpha - a_n)} = \frac{(\omega - \omega_\nu)^2 n(\mu + ctg \alpha)}{g(\cos \varepsilon \alpha - (\omega - \omega_A)^2 n)}, \quad (15)$$

де  $\omega_A$  - кутова швидкість частинки в системі гвинтової поверхні.

$$\omega_A = \frac{\mathcal{G}_t}{\sqrt{n^2 + c^2}}. \quad (16)$$

Для зернистих вантажів прийняті співвідношення в першому наближенні реалізуються за рівних радіальних  $dR$  та осьових  $dP$  зусиль у векторному силовому полі.

$$dP / dR = \sin \alpha / (1 - \cos \alpha), \quad (17)$$

де  $\alpha$  - кут вкладання частинок,  $\alpha = 42...34^\circ$ .

Величина, що визначає радіус згину секційного елемента, є зазор між сусідніми секціями  $\Delta$ . За умови, що радіус згину  $R_{z\kappa} = 0$  дану величину можна визначити з рівності:

$$\Delta = l_g - 2b, \quad (18)$$

де  $l_g$  - довжина важеля, що з'єднує секції;  $b$  - відстань від місцем кріплення важеля до краю секції.

Кут нахилу секції  $\gamma$  можна знайти згідно з розрахунковою схемою (рис.3) з  $\triangle OKB$ . Відповідно, попередньо визначивши  $OB$  із  $\triangle BAO$

$$OB = \sqrt{(R_{32} + \delta + 0,5D_{max})^2 + (0,5 \cdot l_c - b)^2}, \quad (19)$$

де  $R_{32}$  – радіус згину секційного елемента;  $\delta$  – товщина стінки рукава;  $D_{max}$  – найбільший діаметр профільної спіралі;  $l_c$  – лінійна довжина профільної спіралі.

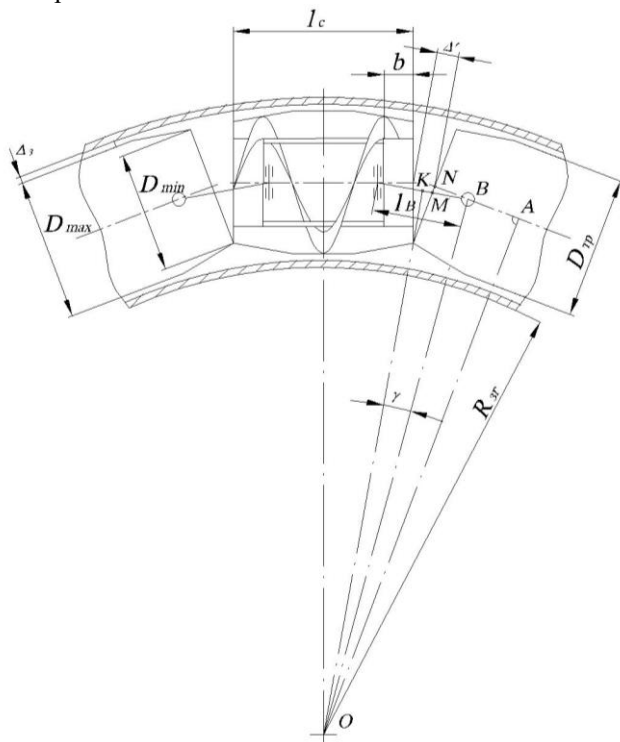


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення поточної величини зазору в сусідніх секціях гвинтового соковитискача

Відповідно, кут нахилу секції  $\gamma$  буде рівний:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{KB}{OB}\right) = \arcsin\left(\frac{l_B}{2 \cdot \sqrt{(R_{32} + \delta + 0,5D_{max})^2 + (0,5 \cdot l_c - b)^2}}\right). \quad (20)$$

Як бачимо, зі зміною змінного кута нахилу секцій змінюються величина зазору між сусідніми секціями до деякого значення  $\Delta'$ , яке, згідно з розрахунковою схемою, буде рівне:

$$\Delta' = 2KM.$$

З  $\Delta MNB$  визначимо величину  $MB$

$$MB = \frac{NB}{\cos \gamma} = \frac{b}{\cos \left( \arcsin \left( \frac{l_B}{2\sqrt{(R_{zc} + \delta + 0,5D_{max})^2 + (0,5 \cdot l_c - b)^2}} \right) \right)}. \quad (21)$$

Відповідно значення відрізка  $KM$  буде рівне:

$$KM = l_B - MB =$$

$$= l_B - \frac{b}{\cos \left( \arcsin \left( \frac{l_B}{2\sqrt{(R_{zc} + \delta + 0,5D_{max})^2 + (0,5 \cdot l_c - b)^2}} \right) \right)}. \quad (22)$$

Поточну величину зазору між шарнірами  $\Delta'$  можна визначити із такої залежності:

$$\Delta' = 2l_B \times \frac{2b}{\cos \left( \arcsin \left( \frac{l_B}{2\sqrt{(R_{zc} + \delta + 0,5D_{max})^2 + (0,5 \cdot l_c - b)^2}} \right) \right)}. \quad (23)$$

Теоретично розроблена модель відповідає випадку транспортування зернистих вантажів із кутом вкладання зерен  $\alpha = 45^\circ$  та малими коефіцієнтами внутрішнього тертя, а також в першому наближенні, для інших сухих сипких вантажів. Вона дозволяє визначити розподіл швидкостей по перерізу потоку та його форму, що важливо під час розрахунку багатьох технологічних процесів.

Враховуючи важливість проблеми виробництва продуктів харчування деталі соковитискача, необхідно виготовляти з високоякісних нержавіючих сталей. До них відносяться сталі марок: 18Н9Т, 18Н12Т, 25Х16Г7АР, що мають коефіцієнт відносного видовження  $\delta_5=40\%$ , а високо пластичні сталі - 08кп і 10кп, тільки  $\delta_3=33\%$ ,

На основі наведеного можна зробити такі **висновки**:

1. Запропонована конструкція гвинтового соковитискача розширює технологічні можливості гвинтових механізмів і покращує умови експлуатації;

2. Робочий орган виконаний у вигляді окремих карданних секцій і забезпечує покращення роботи на криволінійних трасах;

3. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів запропонованого механізму можуть бути використані під час проектування відповідних механізмів.

#### Література

1. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини. - К.: Вища школа, 1993. - 414с.

2. Седов Л.И. Механика сплошной среды. - М.: Наука, 1984. – Т1. – 528. – Т2. -560 с.

3. Рогатинський Р.М., Вивюрка Н.Є. Особливості транспортування вантажів гвинтовими конвеєрами // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. Вип.5. – Луцьк, 1999. – С. 217-222.

4. Пат. №4115 України. Гвинтовий соковитискач / Гевко І.Б., Дубик О.І., Рогатинська О.Р. - Бюл №1, 2005р.

*Рецензент д.т.н., проф., М.І. Пилипець*

УДК 631.521

І.П. Головачук, к.т.н.

Луцький державний технічний університет

### **ВПЛИВ КУТА ВІДХИЛЕННЯ ПАЛЬЦІВ ЛАНЦЮГІВ ПОПЕРЕЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА НА ПОШКОДЖЕНІСТЬ СТЕБЕЛ**

*У статті розглянуто питання, що пов'язані з впливом конструктивних особливостей поперечного транспортера і геометричних параметрів його робочих органів на процес транспортування стебел. Також проведено порівняння даних, отриманих теоретично за розрахунком і практично в результаті проведення дослідів.*

**Постановка проблеми.** В існуючих льонокомбайнах широко використовуються ланцюгово-пальцеві поперечні транспортери. Великий вплив на якість транспортування у транспортерах такої конструкції має кут відхилення пальців від перпендикуляра до площини стола транспортера.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження впливу кута відхилення пальців від перпендикуляра до площини стола поперечного транспортера проводились і раніше. Так, було виведено теоретичну залежність [1] для його визначення. Однак у цих дослідженнях не враховано особливостей роботи поперечного транспортера удосконаленої конструкції, який містить два ланцюги зі здвоєними пальцями [2], тоді як на існуючих машинах (ЛК-4А, ЛК-4Т, ЛКВ-4А та ін.) встановлено триланцюгові транспортери.

Кут відхилення пальців від перпендикуляра до площини стола транспортера суттєво впливає на кількість пошкоджених та затягнутих у щілини стола стебел. Тому **метою** такого **дослідження** є обґрунтування цього параметра для удосконаленої конструкції поперечного транспортера.

**Результати досліджень.** Схема поперечного транспортера показана на рис. 1, де його наближено до бральних секцій. Він містить приводні, направляючі та натяжні зірочки, ланцюги з пальцями та раму. На схемі стрілками показані напрямки руху зірочок і ланцюгів із пальцями. Стебла, що надходять із бральних секцій у канал транспортера, підхоплюються його пальцями та переміщуються вздовж каналу, при цьому формується стеблова стрічка, яка далі виводиться з каналу на наступний робочий орган.

Бральних секцій (рівчаків) під час проведення досліджень було чотири, хоча їх може бути три-п'ять або й більше. У зоні  $A_0A_1$  (рис. 1) ланцюг із пальцями не транспортує стебла. Транспортування стебел починається від точки  $A_2$  до наступного рівчака, де ланцюг транспортує стебла, вибрані першою секцією (польовою). На виході з другого рівчака до цих стебел приєднуються стебла з другої секції, при цьому утворюється двосекційна стрічка. При підході пальців до третього рівчака додаються ще стебла та утворюється трисекційна стрічка. Під час наближення пальців до останнього (4-го) рівчака (точка  $A_n$ ) утворюється 4-секційна стрічка, яка виводиться з каналу та передається на наступний робочий орган.

Проведемо розрахунки кута  $\alpha_n$  відхилення лінії пальця від перпендикуляра до лінії каналу за формулою:

$$\alpha_n \geq \varphi_n + \delta_m - \xi, \quad (1)$$

де  $\varphi_n$  – кут тертя пальця об льон, град;  $\delta_m$  – кут відхилення віток ланцюгів від лінії каналу у вихідній його частині, град;  $\xi$  – величина

[1], яка становить  $\xi = \arctg \frac{P_{зл} n_l v_{mp}}{B_m b_n m_c g i_c f v_m \eta_n}$ , де  $P_{зл}$  – сила, необхідна

для зламу стебла, Н;  $n_l$  – кількість ланцюгів із пальцями, шт.;  $v_{mp}$  –

швидкість ланцюгів транспортера, м/с;  $B_M$  – ширина захвату брального апарату машини, м;  $b_n$  – відстань між пальцями  $m_c$  – маса стебла, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $i_c$  – кількість стеблин на 1 м<sup>2</sup> поля, шт./м<sup>2</sup>;  $f$  – коефіцієнт тертя пальця об льон,  $f=tg\varphi_n$ ;  $v_M$  – швидкість руху машини, м/с;  $\eta_n$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність завантаження пальців ( $\eta_n \approx 1,5$ ).

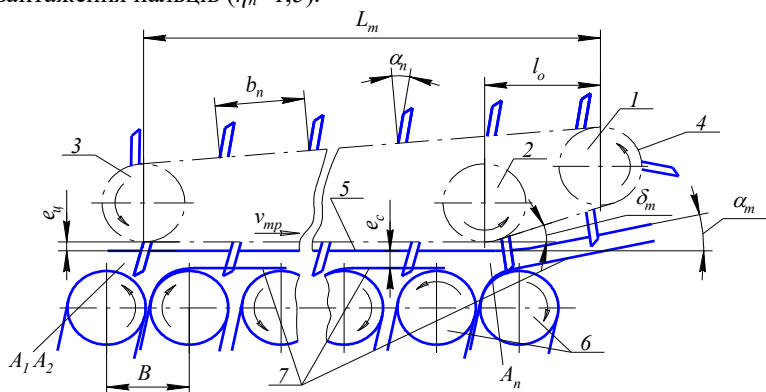


Рис. 1. Схема поперечного транспортера: 1, 2 та 3-привідні, направляючі та натяжні зірочки ланцюгової передачі; 4-ланцюги з пальцями; 5-рама; 6-ведучі шківни бральної секції; 7-направляючі прутки

Проведені розрахунки дали змогу встановити, що для свіжовибраних стебел величина  $\zeta$  перебуває в межах від 15° до 20°.

Для розрахунків прийемо, що кут тертя пальця об льон  $\varphi_n$  прийматиме значення 20°, кут відхилення віток ланцюгів від лінії каналу у вихідній його частині  $\delta_m$  буде знаходитись у межах від 10° до 20°, а коефіцієнт  $\zeta$  рівний 18°.

На основі проведених розрахунків були отримали рекомендовані величини кута  $\alpha_n$  (для свіжовибраних стебел):

- при  $\delta_m=5^\circ$  –  $\alpha_n=9,6^\circ$ ;
- при  $\delta_m=10^\circ$  –  $\alpha_n=14,6^\circ$ ;
- при  $\delta_m=20^\circ$  –  $\alpha_n=19,6^\circ$ .

З метою визначення оптимальних значень кута відхилення пальців транспортера від перпендикуляра до площини його стола нами була розроблена та виготовлена експериментальна установка та проведені досліді за наступною методикою. Стрічка льону формувалась вручну в кожному з бральних рівчаків. Стебла льону склалися в стрічку, враховуючи допустиму відносну розтягнутість при бранні, яка дорівнює 1,1 – 1,2. Після заповнення стеблами льону



бральних рiвчакiв проводився запуск двигуна, який приводив у рух робочi органи установки. Установка працювала такий термiн часу, який достатнiй для того, щоб стебла льону повнiстю вийшли iз поперечного транспортера. Вони розмiщувалися на спецiально виготовленому столi (див. рис. 2).

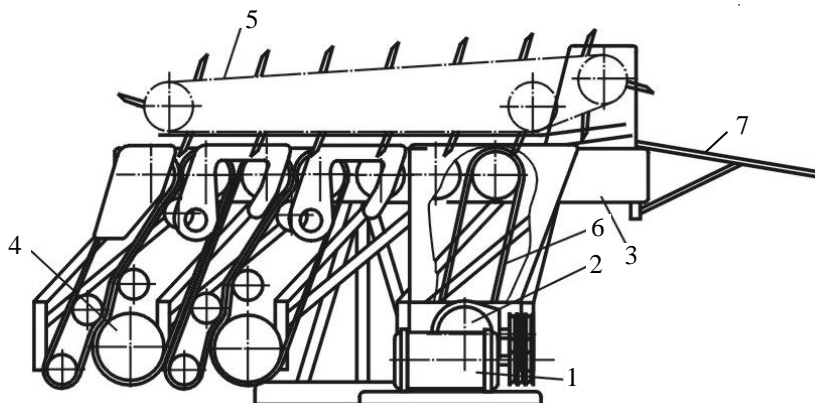


Рис. 2. Схема експериментальної установки: 1-електродвигун, 2-редуктор, 3-картер, 4-бральний апарат, 5-поперечний транспортер, 6- пасова передача, 7-стiл

Результати дослiджень представленi на рис 3. Аналiз дослiдних даних показав, що найбiльша кiлькiсть пошкоджених стебел була при вiдхиленнiх пальця вiд перпендикуляра до площини стола брального апарата на кут, що перевищує  $30^\circ$ . Намотування стебел на робочi органи проявлялись, коли кут  $\alpha_n=0^\circ$ .

Дослiди показали, що кут  $\alpha_n$  вiдхилення пальцiв транспортера вiд перпендикуляра до площини його столу повинен перебувати в межах  $15^\circ-20^\circ$  для забезпечення якiсного транспортування льону з кiлькiстю пошкоджених до 20 шт. на 1000 стеблiн.

Таким чином, розбiжнiсть мiж теоретичними розрахунками та експериментальними даними складає: при  $\delta_m=5^\circ$  – 4,0%; при  $\delta_m=10^\circ$  – 3,7%, а при  $\delta_m=20^\circ$  – 2,0%.

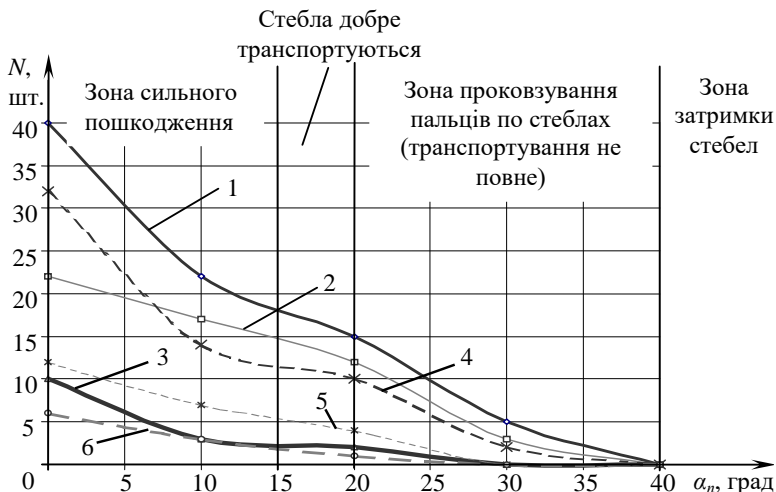


Рис. 3. Графік залежності кількості пошкоджених стебел від кута відхилення пальця  $\alpha_n$  від перпендикуляра до лінії каналу поперечного транспортера при вологості 14%: 1- $d_c=0,8$  мм,  $\delta_m=5^\circ$ ; 2- $d_c=0,8$  мм,  $\delta_m=10^\circ$ ; 3- $d_c=0,8$  мм,  $\delta_m=20^\circ$ ; 4- $d_c=2,4$  мм,  $\delta_m=5^\circ$ ; 5- $d_c=2,4$  мм,  $\delta_m=10^\circ$ ; 6- $d_c=2,4$  мм,  $\delta_m=20^\circ$

**Висновок.** На основі проведених досліджень було встановлено, що стебла транспортуються без забивань, затягувань у щілини, з мінімальним пошкодженням при  $\alpha_n=15^\circ-20^\circ$  та  $\delta_m=10^\circ-20^\circ$ .

#### Література

1. Льюнборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, В.Н.Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. –232 с.
2. Головачук І.П. Робочий процес та параметри поперечних транспортерів льнокомбайнів: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.11. – Львів: ЛДАУ, 2003. – 19 с.
3. Хайлис Г.А., Коновалюк Д.М. Основы проектирования і дослідження сільськогосподарських машин. –К.: НМК ВО, 1992. –320 с.

Рецензент д.т.н., проф., В.Ф.Дідух

## МОДЕЛЬ ТРОСОВОГО ВІБРАЦІЙНОГО СТРУШУВАЧА

*У статті наведено дослідження моделі гідравлічного приводу пристрою для механізованого збирання плодів.*

**Постановка проблеми.** Значна частина плодів, що споживаються в Україні, завозиться з інших країн, таких як Польща, Італія, Греція. Потрібно зауважити, що привезені плоди, як правило, перенасичені хімічними препаратами (консервантами, речовинами хімічного захисту), що негативно впливає на здоров'я, нерідко викликає алергію і отруєння, особливо у дітей.

Одним із напрямків зростання об'ємів виробництва власної продукції плодівництва є використання механізованого збирання плодів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У нашій державі проводяться дослідження з використання гідравлічного приводу пристроїв для передачі коливань гілкам дерев під час збирання плодів. При цьому зусилля від гідромотору передаються тросом до захвату дерева (захват у вигляді подушок із сипким матеріалом). Привід вібратора здійснюється від гідромотора ВВП із зворотно-поступальним рухом штоку. Ми визначили, що останній здійснює коливальний рух (рис.1), зумовлюючи значні пікові прискорення, як наслідок - динамічні сили відриву плоду, які майже вдвічі перевищують такі ж сили, що виникають при використанні кривошипно-шатунного механізму.

Рух штамба під дією сили, передаваної дереву вібратором з гідродвигуном, може бути визначено аналітично уразі накладання на систему деяких меж, направлених на відомості коливальної системи до системи з однією ступеню свободи [2].

Встановлено [6], що частота вібрації практично повністю передається дереву, а амплітуда його коливань залежить від співвідношення (дерева з приєднаною до нього частиною турелі і рухомою її частини), пружних властивостей дерева, закріплення тросу з вібратором та інших факторів.

**Метою дослідження** є отримання математичної моделі тросового вібраційного струшувача.

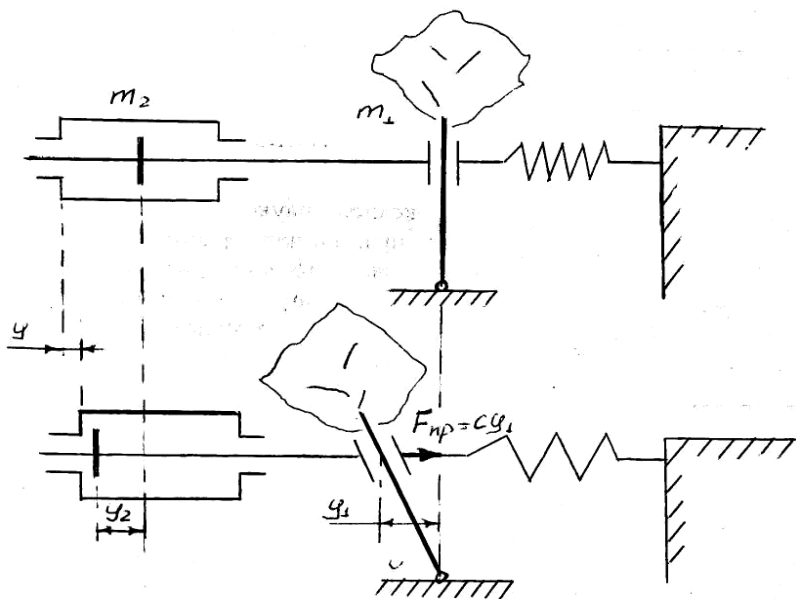


Рис.1. Схема взаємодії вібратора з деревом

**Результати дослідження.** Прийємо наступні допущення: система має одну ступінь свободи; сила пружності системи пропорційна силі відділення плоду; затухання коливань пропорційно їх швидкості; виникненні коливання перебувають у стабільній фазі. Згідно з рис.1.

$$\bar{y} = \bar{y}_1 + \bar{y}_2, \quad (1)$$

де  $\bar{y}$  - зміщення маси (корпуса вібратора) відносно нерухомої системи координат (абсолютне переміщення);  $\bar{y}_1$  - зміщення дерева відносно положення статичної рівноваги;  $\bar{y}_2$  - зміщення корпусу гідромотора та маси кронштейна відносно місця захвату (відносне переміщення).

Рівняння руху корпусу гідромотора відносно поршня

$$m_2 \ddot{y}_2 + h \dot{y}_2 + P = \Delta p F, \quad (2)$$

де  $m_2$  - сумарна маса корпусу гідромотора, нерухомої частини (кожуха), стріли та кронштейна для шарнірного її кріплення;  $h$  - коефіцієнт швидкісних втрат гідромотора та пар тертя в шарнірних з'єднаннях;  $P$  - втрати на "сухе" тертя, направлені протилежно швидкості руху;  $\Delta p$  - перепад тиску в гідромоторі;  $F$  - площа поршня.

Рівняння штамбу з приєднаною масою без врахування демпфуючих властивостей дерева

$$m_1 \ddot{y}_1 + c y_1 = -\Delta p F, \quad (3)$$

де  $m_1$  – сумарна маса дерева, вібруючої штанги стріли і поршня гідромотора;  $c$  – пружність дерева.

Просумувавши (2) і (3) та підставивши значення  $y_1$  з (1), отримаємо:

$$m_1 \ddot{y} + \ddot{y}_2 (m_2 - m_1) + h \dot{y}_2 + c (y - y_2) + P = 0. \quad (4)$$

Рівняння зв'язку (у даному випадку рівняння витрати)

$$k_{cm} \Delta p + 2 \Delta p k_{II}^* + 2 \dot{y}_2 F_i^* + 4 \ddot{y}_2 h_{2i}^* = 2 Q_{Hi}, \quad (5)$$

де  $k_{cm}$  – приведений коефіцієнт стискування;  $k_n^*$  – коефіцієнт втрат гідросистеми;  $F_i^*$  – фіктивна площа поршня, враховуюча гідравлічні втрати в трубопроводах;  $Q_{Hi}$  – теоретична продуктивність насоса.

Виключивши перепад тиску, з (2) і (5) отримаємо рівняння кінетичних параметрів

$$\ddot{y}_2 + 2n_i \dot{y}_2 + k_i^2 y_2 = q_i, \quad (6)$$

а виключивши переміщення – рівняння гідравлічних параметрів

$$\Delta \dot{p} + 2n_i \dot{p} + k_i^2 \Delta p = S_i, \quad (7)$$

де  $n_i$  – коефіцієнт демпфування;  $k_i$  – коефіцієнт жорсткості;  $q_i$  і  $S_i$  – збурююча взаємодія. Коефіцієнти  $n_i$ ,  $k_i$ ,  $q_i$ ,  $S_i$  детально розкриті в роботі [3].

Відносний рух корпусу гідромотора при  $k_i > n_i$  описано рівнянням

$$y_2 = e^{-n_i t} (A \sin \sqrt{k_i^2 - n_i^2} t + B \cos \sqrt{k_i^2 - n_i^2} t) + C t + C_1. \quad (8)$$

Рівняння абсолютного руху корпусу гідромотора отримаємо з (4) шляхом підстановки значень  $y$  та його похідних з (8):

$$m_1 \ddot{y} + c y = e^{-n_i t} (D \sin \sqrt{k_i^2 - n_i^2} t + B \cos \sqrt{k_i^2 - n_i^2} t) + C_2 t + C_3. \quad (9)$$

Розв'язок можна записати у вигляді

$$y = N_1 \sin \sqrt{\frac{C}{m_1}} t + N_2 \cos \sqrt{\frac{C}{m_2}} t + e^{-n_i t} (D_2 \sin \sqrt{k_i^2 - n_i^2} t + \varepsilon_1 \cos \sqrt{k_i^2 - n_i^2} t) + C_4 t + C_5. \quad (10)$$

де  $A$ ,  $B$ ,  $D_i$ ,  $\varepsilon_i$ ,  $N_i$ ,  $C_i$  – постійні рішення диференціальних рівнянь.

Рух штамба дерева у місці його захвату описуємо рівнянням

$$y_1 = N_1 \sin \sqrt{\frac{C}{m_1}} t + N_2 \cos \sqrt{\frac{C}{m_2}} t + e^{-n_1 t} \left( D_2 \sin \sqrt{k_i^2 - n_i^2} t + \varepsilon_1 \cos \sqrt{k_i^2 - n_i^2} t \right) + C_6 t + C_7. \quad (11)$$

**Висновок.** Щоб силова взаємодія на руки оператора була мінімальна, необхідно забезпечити найменше значення  $y$ . Але оскільки повнота збору з збільшенням  $y$  підвищується, тому при розрахунку знаходять компромісне вирішення. Таким чином отримали модель тросового вібраційного струшувача, привід якого здійснюється від гідромотора.

#### Література

1. Гошко М.О. Фізична та математична моделі „енергетичний засіб – струшувач – дерево” // Сільськогосподарські машини.- Зб. наук. ст., вип. 5. - Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. - С. 73-75
2. Ведерников В.В., Варламов Г.П. Расчет гидропривода стряхивателя плодов // Механизация и электрификация с. х. – 1975. - №12.
3. Ведерников В.В. Расчет параметров гидродвигателя возвратно-поступательного движения // Тракторы и сельхозмашины. – 1975. - №8.
4. Гошко М.О., Шевчук Р.С., Крупич О.М., Котыско В.И. Гошко З.О. Хозяйственные испытания усовершенствованого тросового стряхивателя плодов виброударного действия // Плодоводство и ягодоводство России. Труды РАСН и ВСТИСП. – М.:-1995.- Т.2.
5. Шевчук Р.С., Гошко З.О., Крупич О.М., Гошко М.О. Економічний ефект механізованого збирання яблук // Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження.- Львів.-1998.-№2
6. Варламов Г.П. Установление действительных напряжений в ветвях плодовых деревьев // Вестник с.-х. науки. – 1967. - №9.

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

## **РОЗМІРНІ ПОКАЗНИКИ НАСАДЖЕНЬ АБРИКОСУ І СЛИВИ ТА ЇХ ПРИДАТНІСТЬ ДЛЯ МЕХАНІЗОВАНОГО ЗБИРАННЯ ПЛОДІВ**

*У статті наведено результати дослідження розмірних показників плодових дерев і розглядається питання придатності існуючих плодових насаджень для механізованого збирання.*

**Постановка проблеми.** За різними даними річна норма споживання плодів становить 90-120 кг на людину. Реально в Україні цей показник перебувають в межах 20-40 кг, що значно менше біологічно необхідної норми.

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

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

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Дослідження з визначення розмірних показників насаджень абрикосу і сливи наведених нище сортів, щодо їх придатності для механізованого збирання, відсутні.

**Метою дослідження** є встановлення розмірних характеристик плодових дерев.

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

Просвіт (відстань від землі до нижнього ярусу гілок) вимірювали мірною лінійкою з точністю до 1см. Просторове розташування дерев визначаємо координатором. Осьовою лінією, від якої проводимо відрахунок по вертикальному транспортиру, прийняли шнур,

натягнутий вертикально важком (200гр). Кутомір встановлюємо так, щоб штабб дерева був розташований у центрі паза його горизонтального транспортира.

З огляду на вищесказане були проведені попередні дослідження (таблиці 1 і 2) в СТОВ “Славутич” село Кальник, Вінницька область, Іллінецький район.

Площа насаджень: сливи 11 га, абрикосу 5 га.

Грунти сірі опідзолені, вміст гумусу 1,6 %, глибина орного шару 25 см.

Проектна врожайність: сливи – 120 ц/га.

Фактична врожайність: сливи – 80 ц/га. Причиною розходження проєктної і фактичної врожайності є недостатнє внесення добрив, недостатній захист від хвороб і шкідників.

Крона обширна в 2-3 яруси. Обрізка саду формується в 2-3 яруси залежно від сорту.

Таблиця 1. Розмірні показники плодкових насаджень абрикосів (5 років)

Відстань від землі до нижніх гілок, м	0,54; 0,67; 0,85; 0,44
Діаметр стовбура, м	0,17; 0,18; 0,13; 0,15
Кількість основних гілок, штук	6; 4; 5; 6; 5; 4
Висота дерева, м	4,5; 4,0
Ширина крони по довжині, м	2,0; 4,0; 3,5
Відстань по довжині ряду між деревами, м	3,5; 4,0; 3,5
Відстань по ширині ряду між деревами, м	5; 5
Кут нахилу по довжині ряду, градусів	-5...5
Кут нахилу по ширині ряду, градусів	5...15
Ширина крони поперек ряду, м	4,5; 4

Таблиця 2. Розмірні показники плодкових насаджень сливи: Угорка - 60%, Ренклюд Альтана - 10%, Анашпет - 30% (5 років)

Відстань від землі до нижніх гілок, м	1,0; 0,78; 0,55
Діаметр стовбура, м	0,19; 0,14; 0,17
Кількість основних гілок, штук	9; 7; 8
Висота дерева, м	4,5; 3; 3,5
Ширина крони по довжині, м	3,0; 2,5; 2,5
Відстань по довжині ряду між деревами, м	3,0; 4,0; 3,5
Відстань по ширині ряду між деревами, м	5,5; 5,5; 5,5
Кут нахилу по довжині ряду, градусів	3...5
Кут нахилу по ширині ряду, градусів	5...8
Ширина крони поперек ряду, м	4; 3; 3,5



Обробка результатів експериментальних досліджень (таблиці 3 і 4) проводилась методами математичної статистики і теорії імовірності з визначенням таких показників:

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i}{n}; \sigma = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}; m = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}; V = \frac{\sigma}{\bar{x}} \times 100,$$

де  $\bar{x}$  – середнє значення;  $\sigma$  – середньоквадратичне відхилення;  $m$  – середня похибка середнього арифметичного;  $V$  – коефіцієнт варіації, %.

Таблиця 3. Статистичні показники насаджень абрикосів (5 років)

	Середнє значення	Середньоквадратичне відхилення	Середня похибка середнього арифметичного	Коеф. варіації, %
Відстань від землі до нижніх гілок, м	0,525	0,177	0,089	28,3
Діаметр стовбура, м	0,157	0,022	0,011	14,1
Кількість основних гілок, штук	5	0,89	0,365	17,9
Висота дерева, м	4,25	0,35	0,25	8,31
Ширина крони по довжині, м	3,17	1,04	0,60	32,9
Відстань по довжині ряду між деревами, м	3,67	0,29	0,17	7,87
Відстань по ширині ряду між деревами, м	5	0	0	0
Ширина крони поперек ряду, м	4,25	0,35	0,25	8,31

Таблиця 4. Статистичні показники насаджень сливи: Угорка 60%, Ренклод Альтана 10%, Анашпет 30% (5 років)

	Середнє значення	Середньоквадратичне відхилення	Середня похибка середнього арифметичного	Коеф. варіації, %
1	2	3	4	5
Відстань від землі до нижніх гілок, м	0,77	0,23	0,13	28,97
Діаметр стовбура, м	0,17	0,025	0,014	15,1
Кількість основних гілок, штук	8	1	0,58	12,5

1	2	3	4	5
Висота дерева, м	3,67	0,76	0,44	20,8
Ширина крони по довжині, м	2,67	0,29	0,17	10,8
Відстань по довжині ряду між деревами, м	3,5	0,5	0,29	14,3
Відстань по ширині ряду між деревами, м	5,5	0	0	0
Ширина крони поперек ряду, м	3,5	0,5	0,29	14,3

На основі проведеного аналізу статистичних даних було отримано такі показники:

- Висота дерева (середня) – 4,25 м дерев абрикосу; 3,67 м дерев сливи.
- Відстань між деревами в ряду – 3,67 м дерев абрикосу; 3,5 м дерев сливи.
- Ширина між рядами – 5 м дерев абрикосу; 5,5 м дерев сливи.
- Діаметр штамбу (середній) – 0,157 м дерев абрикосу; 0,17 м дерев сливи.
- Висота штамбу (середня) – 0,525 м дерев абрикосу; 0,77 м дерев сливи.
- Ширина крони вздовж ряду (середня) – 3,17 м дерев абрикосу; 2,67 м дерев сливи.
- Ширина крони поперек ряду (середня) – 4,25 м дерев абрикосу; 3,5 м дерев сливи.
- Кількість основних гілок (середня) – 5 м дерев абрикосу; 8 м дерев сливи.

**Висновок.** В цілому досліджені насадження абрикосу та сливи в СТОВ “Славутич” село Кальник, Вінницька область, Іллінецький район придатні для механізованого збирання плодів.

#### Література

1. Гошко М.О. Фізична та математична моделі “енергетичний засіб – струшувач - дерево”// Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 5. - Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – с. 73-75.

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

М.Г. Грушецька  
Луцький державний технічний університет

## СУТНІСТЬ МЕТОДУ ГРУПОВОЇ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ У РОЗРАХУНКУ РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ

*У статті розглянуто сутність методу групової взаємозаміни у розрахунку розмірних ланцюгів.*

**Постановка проблеми.** Сутність методу групової взаємозамінності полягає в виготовленні деталей з порівняно широкими технологічно виконаними допусками, що вибираються з відповідних стандартів, сортуванню деталей на рівне число груп з більш вузькими груповими допусками і збирання їх після комплектування по однойменних групах. Таке збирання називають селективним.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Метод групової взаємозамінності використовується в основному для розмірних ланцюгів, які складаються із трьох складових ланок, для збірних з'єднань, які в процесі експлуатації виробу не підлягають збиранню-розбиранню, а замінюються комплектно, наприклад плунжерні пари, підшипники кочення. При розрахунку допусків і граничних відхилень, на розміри складових ланок розмірного ланцюга, точність замикаючої ланки, яка забезпечується за методом групової взаємозамінності, знаходять за формулами:

$$\delta_{\Delta} = \sum_{j=1}^{n_j} \delta_j + \sum_{q=1}^{n_q} \delta_q = \sum_{i=1}^n \delta_i, \quad (1)$$

де  $\delta_{\Delta}$  - допуск замикаючої ланки;  $\delta_j$  - допуск збільшуючих ланок;  $\delta_q$  - допуск зменшуючих ланок;  $\delta_i$  - допуск будь-якої складової ланки.

$$A_{b_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{n_j} A_{b_j} - \sum_{q=1}^{n_q} A_{b_q}, \quad (2)$$

де  $A_{b_{\Delta}}$  - координата середини поля допуску замикаючої ланки;  $A_{b_j}$  - координата середини поля допуску збільшуючих ланок;  $A_{b_q}$  - координата середини поля допуску зменшуючих ланок.

**Мета дослідження.** Отримання методики розрахунку розмірних ланцюгів під час застосування групової взаємозамінності.

**Результати дослідження.** Розглянемо такий випадок.

Розмірний ланцюг має дві складових ланки і вихідне рівняння має вигляд:

$$A_{\Delta} = A_j - A_q, \quad (3)$$

де  $A_{\Delta}, A_j, A_q$  - номінальний розмір відповідно замикаючої, збільшуючої та зменшуючої ланок.

Для того, щоб наведені вище умови були виконані необхідно призначити допуски на  $A_j$  і  $A_q$  так, щоб

$$\delta_{\Delta} = \delta_j - \delta_q \text{ і } \delta_j = \delta_q.$$

Потім підбираємо такі значення  $\Delta_{0j}$  і  $\Delta_{0q}$ , щоб виконувалась умова (2). Граничні відхилення ланок  $A_j$  і  $A_q$  визначаються за формулами:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{0j} &= \Delta_{0j} + \frac{\delta_j}{2}; \\ \Delta_{0j} &= \Delta_{0j} - \frac{\delta_j}{2}; \\ \Delta_{0q} &= \Delta_{0q} + \frac{\delta_q}{2}; \\ \Delta_{0q} &= \Delta_{0q} - \frac{\delta_q}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

На цьому закінчується конструктивний розрахунок.

Оскільки отримані під час розрахунку допуски  $\delta_j$  і  $\delta_q$  важко забезпечити у виробничих умовах, то їх необхідно збільшити у  $m$  разів.

Для цього необхідно виконати такі умови

$$\delta'_j = m\delta_j \text{ і } \delta'_q = m\delta_q, \quad (5)$$

де  $\delta'_j$  і  $\delta'_q$  - виробничі допуски.

У скільки разів збільшуємо конструктивні допуски на складові ланки, у стільки ж збільшиться допуск замикаючої ланки. Відповідно, виробничий допуск замикаючої ланки:

$$\delta'_{\Delta} = m\delta_{\Delta}. \quad (6)$$

Число груп, на які треба розсортувати готові деталі, також буде дорівнювати  $m$ , і буде визначатися за формулою

$$m = \frac{\delta'_{\Delta}}{\delta_{\Delta}} = \frac{\delta'_j + \delta'_q}{\delta_{\Delta}}. \quad (7)$$

Граничні відхилення ланок  $A_j$  і  $A_q$  для кожної групи визначаються:

а) для першої групи граничні відхилення ланок  $A_j$  і  $A_q$  приймаються рівними розрахунковим значенням

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{ej(1)} &= \Delta_{ej}; \quad \Delta_{nj(1)} = \Delta_{nj}; \\ \Delta_{eq(1)} &= \Delta_{eq}; \quad \Delta_{nq(1)} = \Delta_{nq}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

б) для подальших груп до граничних відхилень наступних груп додаються розрахункові конструкторські допуски  $\delta_j$  або  $\delta_q$  залежно від того, для якої ланки (збільшуючої чи зменшуючої) визначаються відхилення.

Для  $n$ -ї групи:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{ej(n)} &= \Delta_{ej(n-1)} + \delta_j; \quad \Delta_{nj(n)} = \Delta_{nj(n-1)} + \delta_j; \\ \Delta_{eq(n)} &= \Delta_{eq(n-1)} + \delta_q; \quad \Delta_{nq(n)} = \Delta_{nq(n-1)} + \delta_q. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

**Висновок.** У разі селективного збирання (в посадках з зазором і натягом) найбільші зазори і натяги зменшуються, а найменший збільшуються, наближуючись із збільшенням числа груп сортування до середнього значення зазору або натягу для даної посадки, що робить з'єднання більш стабільним і довговічним.

#### Література

1. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость стандартизация и технические измерения. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1987. – 352с.
2. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. / Мягков В.Д., Палей М.А., Романов А.Б., Брапинский В.А. – Л.: Машиностроение, 1982. – Ч.1.543с./ Ч.2.445с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

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

## ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ САПРОПЕЛІВ

*У статті наведені методики та результати досліджень з визначення липкості, сил зчеплення та опору зсуву сапропелів.*

**Постановка проблеми.** Виробництво нової техніки та забезпечення якісного виконання технологічних процесів базується на реальних параметрах властивостей матеріалів, з якими взаємодіють робочі органи машин.

До нових матеріалів слід віднести сапропелі. Як показує практика, існує значна різниця у параметрах торфу і сапропелю, що проявляється у процесі їх використання, хоча окремі автори [1, 2], вказують на її відсутність. Особливу увагу слід звернути на фізико-механічні властивості сапропелів природного стану, які суттєво впливають на процес їх екскавації та подальшої переробки. Тому, встановлення точних параметрів сапропелів є першочерговим завданням дослідників.

**Огляд останніх досліджень і публікацій.** Визначенням фізико-механічних властивостей сапропелів займалися тривалий час у ближньому зарубіжжі [3, 4], а також в Україні [5, 6]. Згідно їх результатів, максимальна липкість становить 100...220 Па, зчеплення 24...28 кПа, граничне напруження зрізу 110...250 кПа. Найбільша увага у дослідженнях приділялась промороженим сапропелям вологістю 60...70 %.

**Мета дослідження.** Вказані результати не дозволяють встановити раціональні параметри робочих органів машин для добування сапропелю. При цьому необхідно враховувати значення липкості у поєднанні з опором зсуву сапропелів природної консистенції, так як операції навантаження-розвантаження ковшових робочих органів пов'язані з очищенням поверхонь від сапропелів.

Точність отримання результатів під час визначення властивостей матеріалів залежить від вимірювальних приладів та методик проведення дослідів. Бажано у таких випадках використовувати стандартні методики і заводські прилади. Проте, для дослідження властивостей нових матеріалів вимагають розробки нестандартного обладнання та відповідних методик досліджень.

**Результати дослідження.** Основою приладу для визначення липкості (рис. 1) сапропелю є штатив 1, на якому закріплена направляюча втулка 2 з штоком 3, до якого кріпиться круглий штамп 4. Для проведення дослідів необхідний також резервуар 5 із сапропелем та динамометр 6.

У початковий момент штамп 4 вдавлювали в сапропель, а після його розвантаження проводили відрив. Зусилля відриву штампа вимірювали динамометром 6.

Величину липкості визначали за такою залежністю:

$$E = F/S, \quad (1)$$

де  $E$  – липкість, Па;  $F$  – сила відриву штампа, Н;  $S$  – площа штампа,  $\text{м}^2$ .

Як показали досліди, липкість сапропелів залежить від вологості донних відкладів (рис. 2, а), величини прикладеного навантаження та часу дії навантаження (рис. 2, б). Аналіз отриманих результатів дозволяє також стверджувати, що при контакті сапропелів із поверхнями виникають значні сили зчеплення.

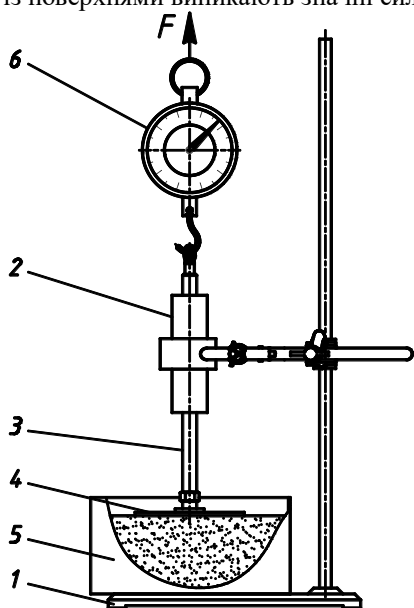
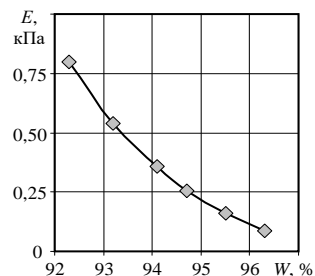
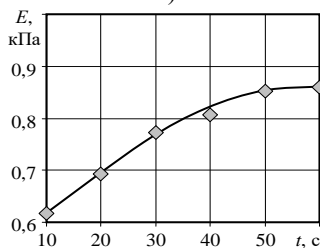


Рис. 1. Прилад для визначення липкості сапропелів



а)



б)

Рис. 2. Залежність липкості органічного сапропелю від часу прикладання навантаження (а) та вологості (б)

Отримані значення липкості органічного сапропелю свідчать про широкі межі її зміни, залежно від початкової вологості зразка. Із

зміною часу прикладання навантаження липкість сапропелю зростає і з досягненням 40 с стабілізується. Тому, при тривалому контакті сапропелю низької природної вологості із робочими органами машин може спостерігатися його посилене налипання, що вимагає застосування захисних мір.

Заслужують на увагу результати досліджень по встановленню параметрів зрізу сапропелів. Для цього було розроблено установку, представлену на рис. 3, та розроблена відповідна методика. Проведені дослідження дозволяють моделювати процеси різання сапропелів у реальних умовах.

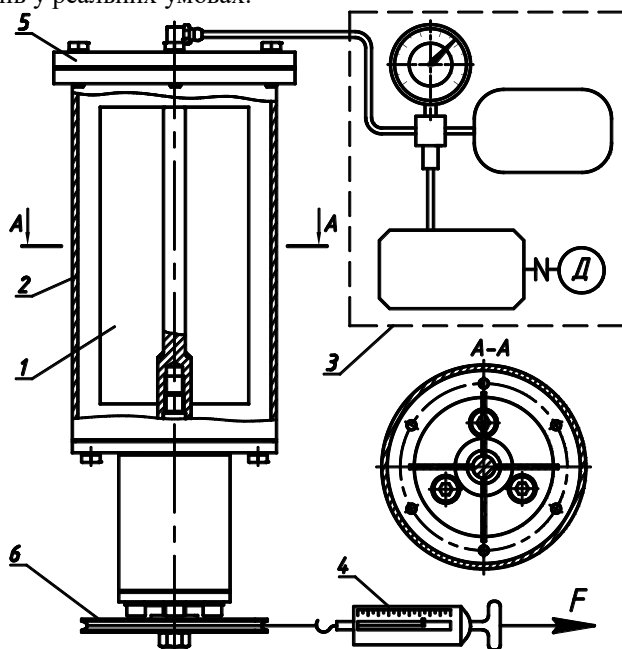


Рис. 3. Установка для зрізання незв'язних ґрунтів

Робочим елементом установки для зрізу сапропелів є крильчатка 1 з чотирма лопатями, розміщена в герметичному циліндрі 2. Для створення необхідних умов передбачено систему подачі повітря 3 у циліндр, який заповнений матеріалом. Зрізуюче зусилля вимірюємо динамометром 4.

Досліди проводили таким чином.

Після наповнення сапропелем циліндра 2 за допомогою компресора в циліндрі створювали тиск  $P_h$ , який рівний тиску, що діє на сапропель у водоймі на глибині  $h$ .



При обертанні шківів сапропель зрізається по циліндричній поверхні. Динамометром 4 фіксуємо максимальну силу різання. Результати дослідження представлені в таблиці.

Тиск  $P_h$  визначали за формулою:

$$P_h = \gamma_g \cdot h, \quad (2)$$

де  $\gamma_g$  – об'ємна вага води, Н/м<sup>3</sup>;  $h$  – глибина залягання покладів, м.

Величину зрізуючих напружень  $\tau_c$  визначали за формулою [7]:

$$\tau_c = \frac{Fd_u}{\pi d_k^2 \cdot h_k \left( 1 + \frac{d_k^2}{3h_k} \right)}, \quad (3)$$

де  $F$  – максимальне значення сили, що фіксується динамометром 4, Н;  $d_u$  – діаметр шківів, м;  $h_k$  – висота крильчатки, м;  $d_k$  – діаметр крильчатки, м.

Граничний опір зсуву складається із зчеплення і внутрішнього тертя матеріалу.

В першому та другому рядку таблиці наведені відповідно значення тисків  $P_h$ , при яких проводили зріз, і глибин  $h$ , на яких ці тиски діють на поклади сапропелю в реальних умовах. В нижньому рядку таблиці наведено отримані граничні значення напружень зрізу  $\tau_c$ .

Таблиця. Результати досліджень із визначення граничних напружень сапропелю органічного типу при зрізанні по циліндричній поверхні

Тиск в циліндрі $P_h$ , МПа	Глибина залягання покладів $h$ , м	Граничне значення напруження зсуву $\tau_c$ , Па		
		при вологості сапропелю $W$ , %		
		93	95	97
0,05	5,10	448,4	247,2	66,2
0,10	10,2	450,6	249,4	65,2
0,15	15,3	452,8	258,0	64,7
0,20	20,4	455,7	250,6	67,6
0,25	25,5	456,2	255,8	63,7
0,30	30,6	457,9	257,0	66,9

Як видно з результатів досліджень, сапропель має незначне граничне значення опору зсуву. Слід зазначити, що часто екскавацію сапропелю проводять використанням ковшових пристроїв з-під шару води на глибині до 15 м, при цьому виникає необхідність визначення граничних напружень, що діють на поверхні ковша. Згідно з

проведеними дослідженнями можна зробити висновок, що органічний сапропель природною вологістю більше 93 % має постійні значення граничних напружень зрізу на глибині від 0 до 30 м.

Значення граничного напруження зсуву  $\tau_c$  сапропелю не залежить від глибини залягання покладів і знаходиться в межах довірчого інтервалу. За розрахункове напруження зсуву сапропелю вологістю 93% необхідно приймати значення з інтервалу 446,0...461,9 Па.

Припущення, що сила зрізу сапропелю в природному стані не залежить від навантаження і рівна силі зчеплення, тобто  $\tau_c \approx c_c$ , підтверджується випробуванням сапропелю методом шарового штампа з використанням пристрою зображеного на рис. 4. В основу дослідів покладено кульку 1, яку втискають в сапропель. Конструкція пристрою передбачає штатив для вимірювальних головок (ГОСТ10197-76) та вимірювальну головку 3 (ГОСТ537-68) з ціною поділки 0,01 мм. При проведенні дослідів також використовували вагу ВНЦ-2 з ціною поділки 2 г (рис. 5).

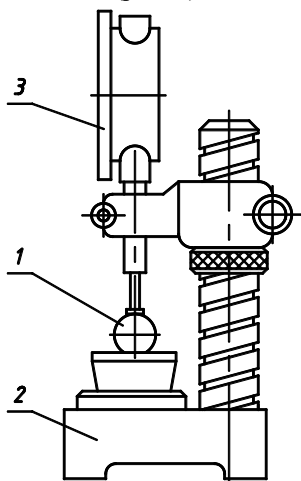


Рис. 4. Прилад для визначення сил зчеплення

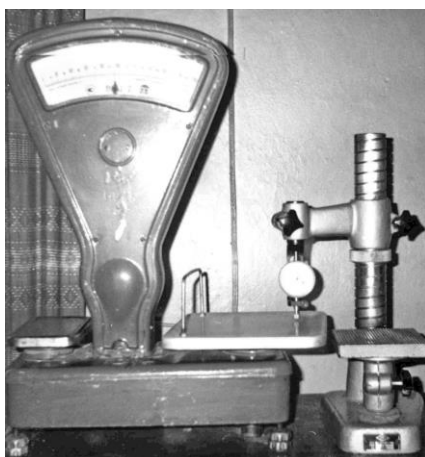


Рис. 5. Визначення сили натягу пружини індикаторною головкою

Згідно з методикою проведення дослідів шаровим штампом, відношення осадок штампа  $l$  до його діаметра  $D$  повинно знаходитись в межах  $0,005...0,1D$ . Тому, якщо кулька опускалася на глибину більшу за  $0,1D$ , то зменшували попередній підйом наконечника на 3 мм, а при опусканні кульки менше  $0,005D$  – збільшували.

За формулою теорії в'язко-пластичного середовища визначали зчеплення зразка сапропелю [7]:

$$c_c = 0,18 \cdot \frac{F + G}{\pi \cdot D \cdot l}, \quad (4)$$

де  $F$  – навантаження на кульку, Н;  $G$  – вага кульки, Н;  $D$  – діаметр кульки, м;  $l$  – переміщення кульки, м.

Результати досліджень показали, що середнє значення зчеплення сапропелю вологістю 93 %, обчислене за формулою (4), рівне 450,6 Па. Отже, органічний сапропель вологістю більше 93 % є ідеально зв'язний матеріал.

Встановлені вище параметри можна використовувати під час розрахунків щодо вибору раціональних параметрів робочих органів, які призначені для екскавації сапропелів органічного типу. При розробці сапропелів інших типів необхідно провести аналогічні дослідження з метою встановлення різниці в отриманих значеннях.

Для виявлення закономірностей відриву тороподібної поверхні з сапропелевої маси і, зокрема, визначення сили відриву, було проведено дослідження з використанням штампів з циліндричною та сферичною поверхнями (рис. 6).

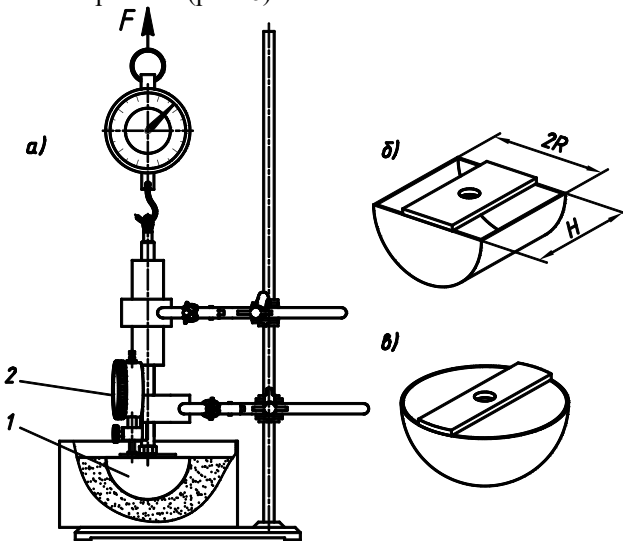


Рис. 6. Установа для дослідження сил відриву циліндричної та сферичної поверхні з сапропелю (а); циліндричний штамп (б); сферичний штамп (в)

Згідно з розробленою методикою проведення експерименту, сферичний та циліндричний штамп повинні мати рівні площі поверхонь контакту з сапропелем і мінімальну різницю об'ємів.

Для визначення необхідних геометричних параметрів циліндричного штамп, що відповідають вище поставленим вимогам, необхідно знайти максимум функції

$$V = \pi R^2 H / 2 \quad (5)$$

за умови, що

$$\pi R(R + H) = S, \quad (6)$$

де  $V$  – об'єм штамп, м<sup>3</sup>;  $R$  – радіус основи півциліндра, м;  $H$  – висота півциліндра, м;  $S$  – площа поверхні контакту з сапропелем сферичного штамп, м<sup>2</sup> (рис. 6, б).

Складемо допоміжну функцію [8]

$$F(R, H, \lambda) = \pi R^2 H / 2 + \lambda(\pi R(R + H) - S), \quad (7)$$

де  $\lambda$  – допоміжний коефіцієнт.

Знайдемо її часткові похідні і прирівняємо їх нулю:

$$\begin{cases} \pi R H + \lambda(2\pi R + \pi H - S) = 0; \\ \frac{1}{2} \pi R^2 + \lambda \cdot \pi R = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Розв'язавши систему рівнянь (8) з урахуванням рівняння (6), отримаємо

$$\begin{cases} R = \sqrt{S/3\pi}; \\ H = 2\sqrt{S/3\pi}. \end{cases} \quad (9)$$

Отримане рішення дає максимум функції  $V$ . Отже, при визначених у формулі (9) значення  $R$  і  $H$  об'єм циліндричного штамп буде максимальним.

Дослідження з використанням виготовлених штампів проводили таким чином.

Закріплений на штокові штамп 1 вдавлювали в сапропель, після чого виступаючу над його краями частину сапропелю знімали. Утримували штамп у сапропелі протягом 40 с. За допомогою динамометра створювали навантаження на штокові, а також вимірювали силу  $F_0$  підйому штамп. Переміщення штамп на величину  $l$  визначали попередньо встановленою індикаторною головкою 2. Незважаючи на те, що вологість сапропелю становила 93%, на поверхні сапропелю залишалась форма штамп, з допомогою якого проводили дослідження (рис. 7). Сумарну силу відриву штамп

$F$  знаходили за формулою:

$$F = F_0 - G_{ш} + V_{ш} \cdot \gamma_c, \quad (10)$$

де  $G_{ш}$  – вага штампа, Н;  $V_{ш}$  – об'єм штампа, м<sup>3</sup>;  $\gamma_c$  – об'ємна вага сапропелю, Н/м<sup>3</sup>;  $F_0$  – сила підйому штампа, що фіксується динамометром, Н.

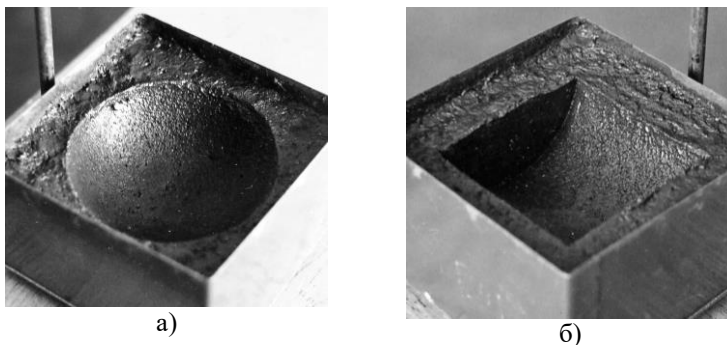


Рис. 7. Загальний вигляд поверхні сапропелю після відриву штампа: а – сферичного; б – циліндричного

Результати досліджень представлено у вигляді графіка на рис. 8.

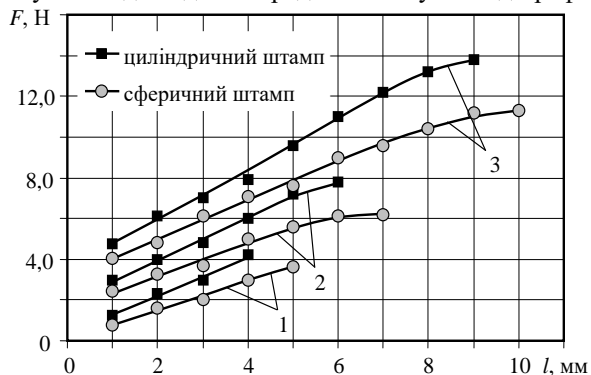


Рис. 8. Залежність сили виходу  $F$  штампа від переміщення  $l$ :  
 1 –  $S=10,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ; 2 –  $S=20,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ; 3 –  $S=29,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$

У процесі підйому штампа (як сферичного, так і циліндричного) сапропель, що знаходиться біля верхньої частини штампа, під дією вакууму і сил зчеплення переміщується у його нижню частину (рис. 9). Величину опускання сапропелю біля країв штампа можна прийняти рівною  $\Delta l \approx 0,5l$ . Збільшення траєкторії руху

сапропелю через обтікання країв циліндричного штампа потребує більших затрат енергії, а значить спричиняє більший опір його підйому. Тому, відповідно і сила відриву  $F$  циліндричного штампа є більшою.

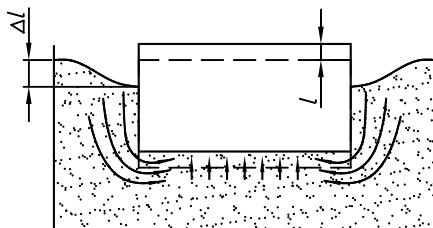


Рис. 9. Схема перетікання сапропелю при виході циліндричного штампа

**Висновки.** Силу відриву робочого органу з тороподібною поверхнею з сапропелевої маси можна приймати в межах між значеннями сил відриву робочих органів зі сферичною і циліндричною поверхнями за умови рівності площ поверхонь контакту. Отримано значення липкості, сил зрізу зсуву та зчеплення для органічного сапропелю вологістю 93 %.

Проведені дослідження підтверджують доцільність створення ковша з днищем, поверхня якого наближена до сферичної, як найбільш оптимальної для добування сапропелю органічного типу природної вологості 93...98 %.

#### Література

1. Смирнов А.В. Озерные сапропели, их добыча и использование в сельском хозяйстве. – М.: Колос, 1973 – 159 с.
2. Сергеев Е.М. Грунтоведение. – М.: Изд-во МГУ, 1983. –392с.
3. Лопотко М.З. Озера и сапропель. –Мн.: Наука и техника. 1978.
4. Фомин А.Н. Технология добычи местных удобрений. – Мн.: Высшая школа, 1969. – 296 с.
5. Шевчук М.Й. Сапропелі України. Запаси, якість та перспективи використання. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 383 с.
6. Бодак В. І. Розробка і дослідження механізмів для добування сапропелів. Дис... канд. техн. наук. 05.20.01 Луцьк, 1996. -209 ст.
7. Цытович Н.А. Механика грунтов (краткий курс). 2-е изд., доп. Учебн. для вузов. М.: “Высшая школа”, 1973. – 280 с.
8. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление для втузов, т. 1: Учебное пособие для втузов. – 13-е изд. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 432 с.

## ДОСЛІДЖЕННЯ СУШІННЯ РОСЛИННИХ МАТЕРІАЛІВ У РУЛОНАХ

*У статті наведено результати експериментальних досліджень сушіння соломи в рулонах з використанням різних способів сушіння та підведення теплоносія (атмосферного повітря).*

**Постановка проблеми.** Досить часто рослинні матеріали під час збирання і первинної обробки мають високу вологість, яка сягає 50÷60%. Це обумовлено несприятливими погодними умовами, внаслідок чого втрачаються поживні речовини (сіно), втрати яких складають до 50%, та погіршуються їх якісні показники (солома, льоносолома, льонотреста). Рослинний матеріал з вологістю вище кондиційної 17÷20% непридатний для тривалого зберігання, так як активні біологічні процеси призводять до самозігрівання матеріалу. Наслідком цього є його загнивання [1,2]. З іншої сторони, збирання трави вологістю 40÷45% дає змогу запобігти втратам пов'язаним з дією робочих органів збиральних машин на сухі частини рослин (опадання листя, суцвіття). Тобто, виникає необхідність у штучному сушінні рослинних матеріалів. Сучасні технології збирання рослинних матеріалів передбачають їх пресування в рулони [3], відповідно виникає необхідність в розробці високопродуктивних сушарок рулонів з визначенням оптимальних способів і режимів сушіння, які б забезпечували економію енергоресурсів, зберігали якісні характеристики та поживні властивості рослинного матеріалу.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідженню сушіння рослинних матеріалів у товстому шарі присвячені роботи ряду науковців [2,4]. Однак дослідження сушіння рослинних матеріалів з реверсивним підведенням теплоносія та використанням коливних температурних режимів не проводилися достатньою мірою і не встановлено переваги даного способу порівняно з традиційними способами сушіння.

**Мета дослідження.** Сушіння рослинних матеріалів (сіна, соломи, льоносоломи) в рулонах складний процес, який потребує врахування багатьох факторів. Одним з основних факторів, який впливає на швидкість та рівномірність сушіння, є розподіл матеріалу у паковці, тобто щільність рулону. Метою досліджень було встановлення

способу сушіння матеріалу в рулонах, який би усував вплив нерівномірності розподілу матеріалу в паковці на рівномірність сушіння і забезпечив економію енергоресурсів.

**Результати дослідження.** Для дослідження процесу сушіння рослинних матеріалів в рулонах була розроблена дослідна установка (рис.1), яка складається з вентилятора 1, калорифера 2, гнучкого з'єднання 3, ковпака 4 у формі зрізаного конуса та герметичної сушильної камери 5, що утворена рухомою і нерухомою півсекціями.

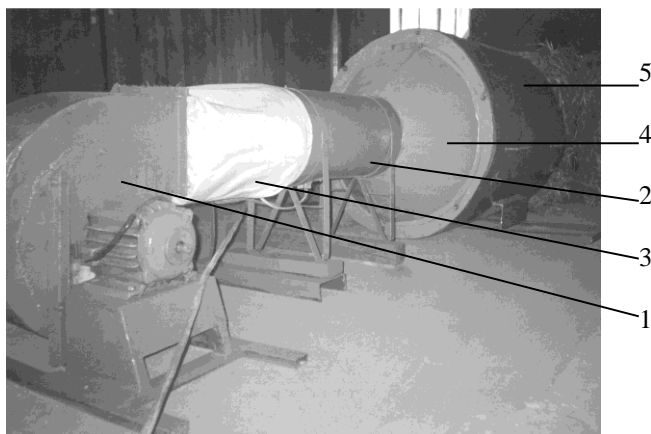


Рис. 1. Дослідна установка для сушіння рослинних матеріалів в рулонах

Для сушіння рулони завантажували напрямними доріжками в сушильну камеру. Для підведення теплоносія (далі АС - агент сушіння) вмикали вентилятор та калорифер, а для підведення атмосферного повітря (далі АП) – вентилятор. При односторонньому підведенні АС та АП до рулону, він був у статичному положенні в сушильній камері, а для забезпечення реверсивного підведення АС та АП змінювали положення рулону на  $180^{\circ}$ .

Визначення зміни вологості матеріалу в процесі сушіння відбувалося шляхом відбирання проб матеріалу з рулону за схемою, показаною на рис.2 (точки на схемі – місця відбирання проб). Дослідження проводилися на рулонах, утворених з вівсяної соломи. Основні початкові параметри рулонів: висота  $L=1,17\div 1,21\text{м}$ ; діаметр  $D=1,18\div 1,20\text{м}$ ; маса  $m=120\div 130\text{кг}$ ; середня щільність  $\rho=105\div 110\text{кг/м}^3$ . Рулони формувалися в камері змінного об'єму.



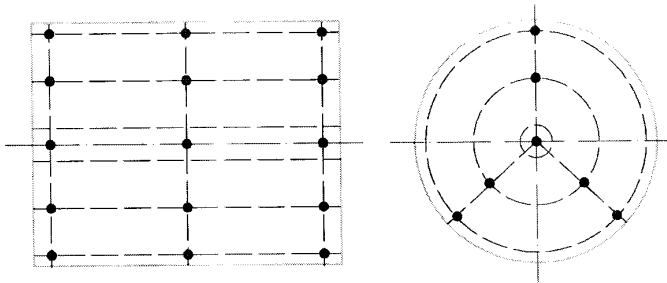


Рис. 2. Схема точок відбирання проб матеріалу з рулону

Приймали, що центральні шари рулону  $d=0\text{см}$ ; середні  $d=30\text{см}$ ; периферійні  $d=60\text{см}$  ( $d$  – відстань від центра рулону до відповідного шару матеріалу з якого бралася проба). По висоті рулону проби бралися зі сторони підведення АС (АП)  $L=0\text{см}$ ; всередині рулону  $L=60\text{см}$ ; з сторони протилежної сторони підведення  $L=120\text{см}$ . При реверсивному підведенні сторони рулону позначалися А та В і проби бралися аналогічно.

Процес сушіння проводився за умов: температура АС  $t=40\div 45^\circ\text{C}$ , температура АП  $t=15\div 18^\circ\text{C}$ , швидкість АС (АП)  $V=3,6$  м/с.

Сушіння рулонів проводилося з застосуванням одностороннього і реверсивного підведення АС та АП, а також з використанням коливних температурних режимів (нагрівання АС – охолодження АП). Досліджувався також вплив зміни частоти циклів “нагрівання-охолодження” на ефективність сушіння.

Сушіння рулонів було проведено за сімома варіантами. Сушіння матеріалу в рулонах за першим варіантом відбувалося при односторонньому підведенні АС. Проби вологості відбиралися щогодини. З результатів дослідів видно (рис.3), що одностороннє підведення АС призводить до нерівномірного просушування матеріалу в рулоні. Зі сторони підведення АС ( $L=0\text{см}$ ) матеріал просушувався найінтенсивніше, вже після години сушіння його вологість досягнула кондиційних значень і нижче, а з протилежної сторони від сторони підведення ( $L=120\text{см}$ ) зміни вологості не спостерігалось, внаслідок накопичення там вологи. Ця тенденція зберігалася і надалі. Нерівномірність сушіння зберігається і по діаметру паковки, центральні шари ( $d=0\text{см}$ ), які найщільніші, мають найвищу вологість, а найкраще просушуються периферійні шари ( $d=60\text{см}$ ), що мають найменшу щільність. Ця тенденція зберігається зі збільшенням висоти рулону від  $L=0\text{см}$  до  $L=120\text{см}$ , хоча в деякі моменти сушіння периферійні шари на висоті  $L=120\text{см}$  мають найбільшу вологість. Це

пояснюється тим, що саме через них проходить основний об'єм відпрацьованого АС. Найгірше просушуються центральні шари на висоті  $L=120\text{см}$ , так як АС проходить через шари з меншою щільністю, внаслідок чого в рулоні зі сторони протилежної стороні підведення в центрі рулону утворюється зона, в якій сушіння майже не відбувається.

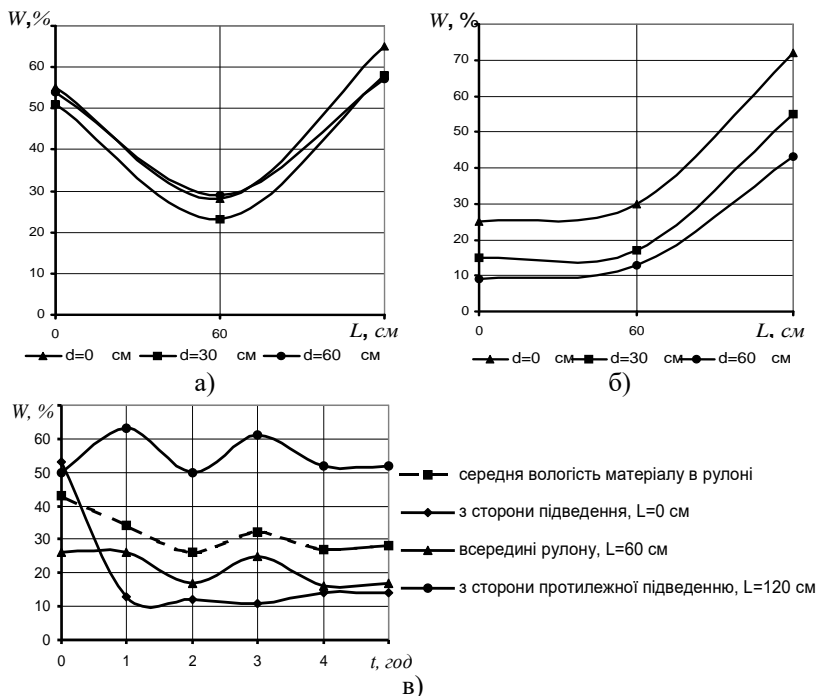


Рис. 3. Зміна вологості матеріалу по висоті та діаметру рулону: а) до сушіння; б) після сушіння; в) зміна вологості матеріалу по висоті рулону з часом

В другому (рис.4), третьому (рис.5) та четвертому (рис.6) варіантах сушіння відбувалося при односторонньому почерговому підведенні АС і АП з змінною частотою циклів “нагрівання-охолодження” (другий – тривалість циклу “нагрівання-охолодження” 2 год.; третій – 1 год.; четвертий – 0,5 год., в кожному циклі періоди “нагрівання” та “охолодження” рівновеликі). В перший період нагрівання ситуація аналогічна до попереднього варіанту, але вже перше охолодження матеріалу приводить до зниження вологості більш вологих шарів і підвищення – пересушених, тобто відбувається

вирівнювання вологості матеріалу в об'ємі паковки. В наступних циклах “нагрівання-охолодження” ситуація схожа. Це забезпечує економію енергоносіїв за рахунок періодичного підведення АС та забезпечує кращу рівномірність сушіння матеріалу по об'єму рулону, ніж перший варіант. Збільшення частоти циклів “нагрівання-охолодження” призводить до інтенсифікації процесу сушіння. Однак надто велика частота не дозволяє забезпечити необхідне прогрівання матеріалу, оскільки на досягнення калорифером необхідної температури треба затратити деякий час, а встановлення більш потужних – недоцільно внаслідок періодичності їх використання, зростання енергозатрат на сушіння та значної їх собівартості.

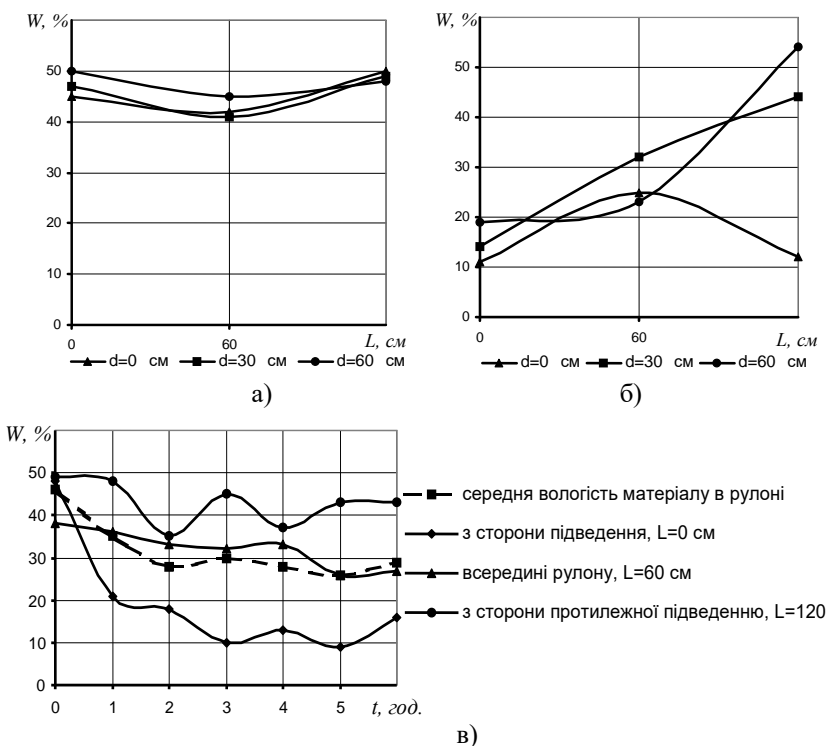


Рис. 4. Зміна вологості матеріалу по висоті та діаметру рулону: а) до сушіння; б) після сушіння; в) зміна вологості матеріалу по висоті рулону з часом

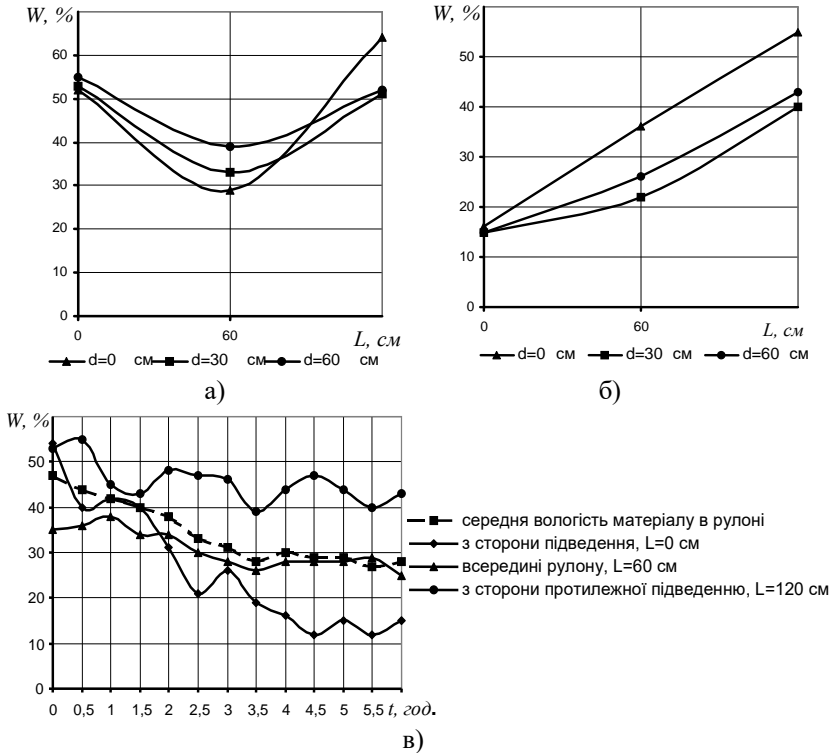


Рис. 5. Зміна вологості матеріалу по висоті та діаметру рулону: а) до сушіння; б) після сушіння; в) зміна вологості матеріалу по висоті рулону з часом

У п'ятому варіанті (рис.7) застосовували реверсивне підведення АС через одну годину (з різних сторін рулону). За такого способу підведення максимальне накопичення вологи відбувається всередині рулону. Але при кожному такті підведення розподіл вологи по висоті паковки є аналогічним розподілу при односторонньому підведенні, тобто мінімальні значення вологості зі сторони підведення, а максимальні – з протилежної сторони, з тієї сторони, з якої в наступному такті буде відбуватися інтенсивне сушіння. Таким чином досягається більша рівномірність сушіння по висоті паковки. При такому способі підведення сушіння відбувається по всій висоті паковки, на відміну від одностороннього підведення, де сторона протилежна стороні підведення майже не сушиться. Саме тому, хоча

всередині рулону і накопичується волога, але при зміні сторони підведення відбувається “розмивання” вологи по рулону, тому значення максимальної вологості є нижчим, ніж при односторонньому підведенні.

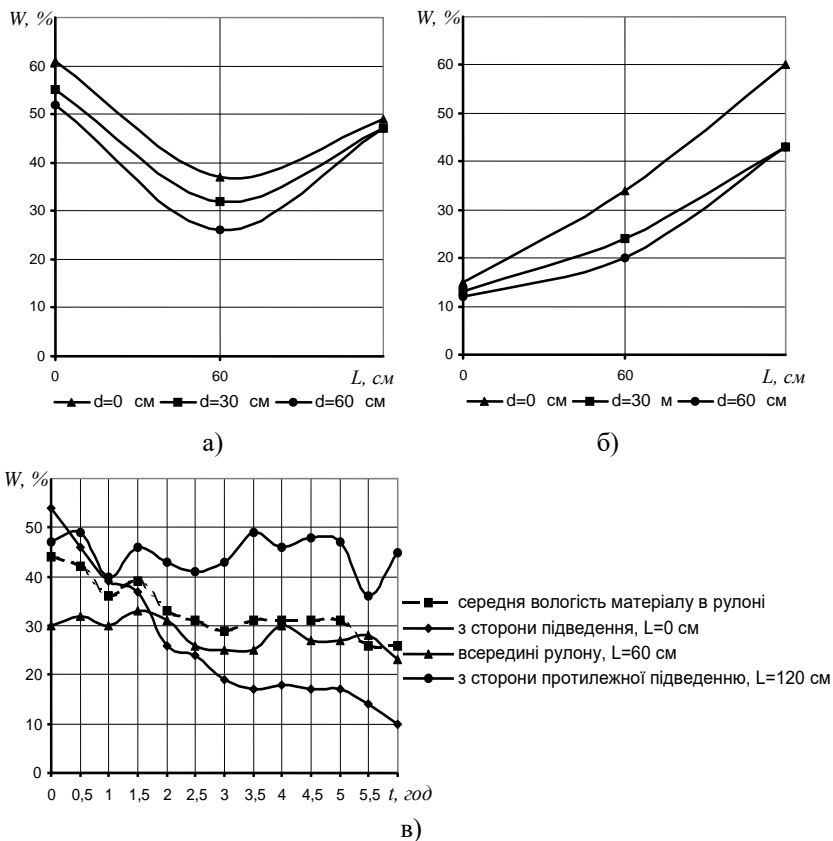


Рис. 6. Зміна вологості матеріалу по висоті та діаметру рулону: а) до сушіння; б) після сушіння; в) зміна вологості матеріалу по висоті рулону з часом

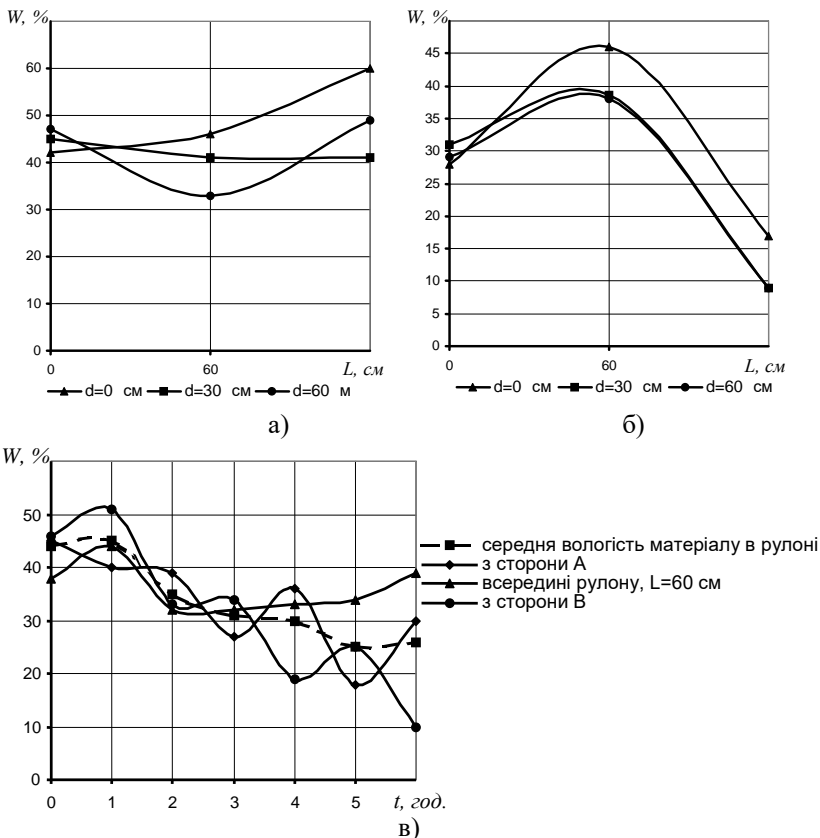


Рис. 7. Зміна вологості матеріалу по висоті та діаметру рулону: а) до сушіння; б) після сушіння; в) зміна вологості матеріалу по висоті рулону з часом

Використання коливних температурних режимів за реверсивного способу сушіння, що мало місце в шостому (рис.8) та сьомому (рис.9) варіантах (шостий – тривалість циклу “нагрівання-охолодження” з однієї сторони 2 год.; сьомий – 1 год., в кожному циклі періоди “нагрівання” та “охолодження” рівновеликі), посилює ефект “розмивання” вологи по висоті та діаметру рулону, що забезпечує більш рівномірне просушування матеріалу порівняно з одностороннім підведенням АС та АП. Зростання частоти зміни сторін підведення та циклів “нагрівання-охолодження” дає позитивний ефект, сушіння проходить з однаковою інтенсивністю з різних сторін,

усувається можливість пересушування матеріалу. Реверсивне сушіння з почерговим підведенням АС та АП реалізовувалося за такою схемою: підведення зі сторони А – цикл “нагрівання-охолодження”, далі підведення зі сторони В – цикл “нагрівання-охолодження” і т.д.

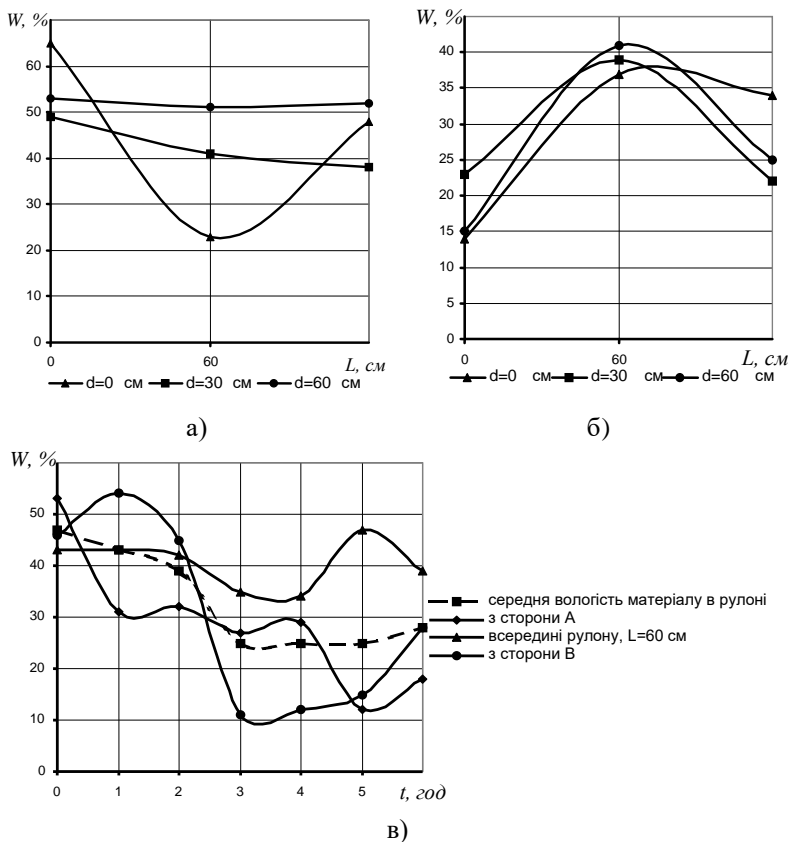


Рис. 8. Зміна вологості матеріалу по висоті та діаметру рулону: а) до сушіння; б) після сушіння; в) зміна вологості матеріалу по висоті рулону з часом

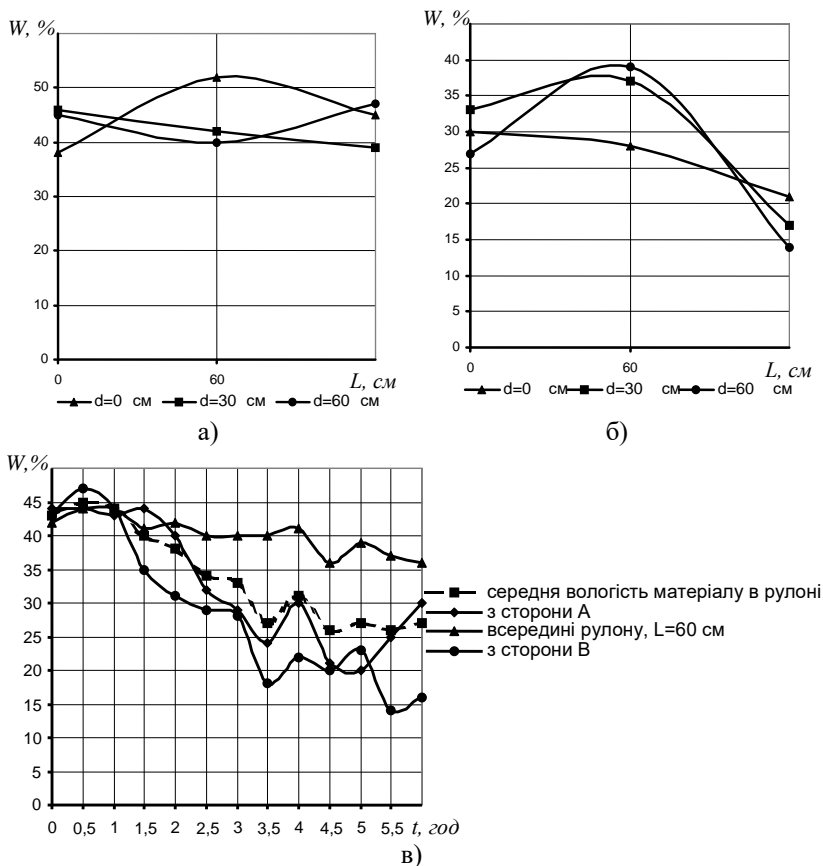


Рис. 9. Зміна вологості матеріалу по висоті та діаметру рулону: а) до сушіння; б) після сушіння; в) зміна вологості матеріалу по висоті рулону з часом

**Висновки.** За результатами дослідів встановлено, що режими сушіння, які передбачають використання лише АС при сушінні рулонів, є менш ефективними порівнянно з коливними температурними режимами (нагрівання-охолодження). Їх наслідком є нерівномірне просушування матеріалу як по висоті, так і по діаметру рулону, що обумовлено зміною щільності матеріалу по діаметру паковки. Зі сторони підведення (при односторонньому підведенні) відбувається пересушування матеріалу, він стає крихким, втрачає поживні речовини та погіршуються якісні показники, а зі сторони



протилежної підведенню, вологість матеріалу залишається незмінно високою, що не дозволяє його тривале зберігання. Недоліки одностороннього підведення усуваються під час реверсивного підведення, але нерівномірність сушіння, хоча меншою мірою, зберігається.

Результати дослідів показали, що і при односторонньому і при реверсивному підведенні позитивний ефект дає використання коливних температурних режимів, причому під час реверсивного підведення ефект досягається більший. Періодичне охолодження матеріалу дозволяє перерозподілити вологу по об'єму паковки, результатом чого є більша рівномірність сушіння матеріалу. Окрім цього, зростання частоти циклів "нагрівання-охолодження" дозволяє забезпечити рівномірне сушіння, хоча велика частота циклів призводить до зростання енерговитрат пов'язаних з недостатнім розігрівом матеріалу та обладнання. Позитивний ефект, пов'язаний з економією енергії при використанні коливних температурних режимів є незаперечним (рис.10). За один той самий відрізок часу вологість матеріалу знижується однаково як при підведенні лише АС, так і при підведенні по чергово АС та АП, а енерговитрати при цьому значно менші і матеріал просушується рівномірніше.

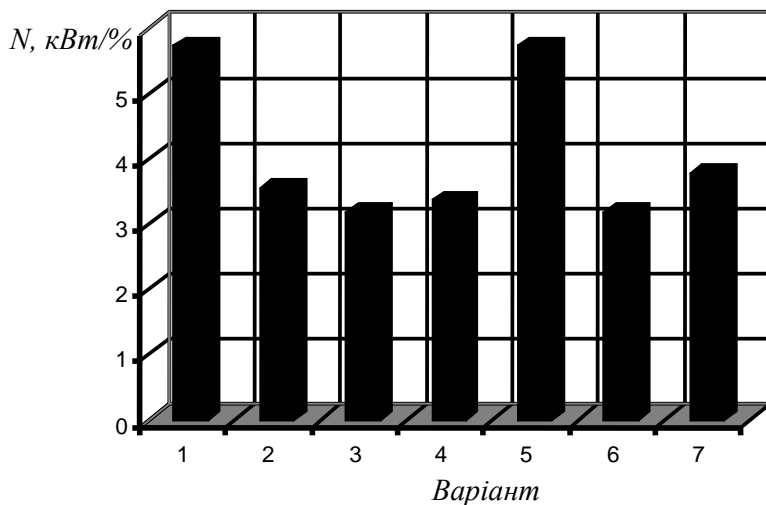


Рис. 10. Питомі витрати електроенергії на сушіння

Недоцільно проводити сушіння матеріалу в рулонах за один раз, бо навіть використання коливних температурних режимів не дозволяє забезпечити їх рівномірне просушування на повну висоту до кондиційної вологості. Це обумовлено тим, що рулони сформовані з сіна та соломи, мають високу щільність та висоту паковки 1,1÷1,3 м, що погіршує їх вентилявання. Тому для недопущення пересушування частини матеріалу в рулоні рекомендується сушити рослинний матеріал поступово, забезпечуючи його відлежування 1÷2 доби, що дозволяє його рівномірно висушити з меншими енергозатратами. Під час відлежування рулон бажано встановлювати на торець і декілька разів перевертати, що буде сприяти рівномірному розподілу вологи по об'єму рулону. Рулони, утворені з льоносоломи (льонотрести), можна сушити і за одне сушіння, бо вони мають, як правило, меншу щільність та висоту паковки і крім цього стебла вкладаються в рулон паралельно, що покращує вентилявання рулону.

#### Література

1. Пятрушавичюс В.И., Любарский В.М. Активное вентилирование травяных кормов. – Л.: Агропромиздат. Ленингр. отделение, 1986. – 96 с., ил.
2. Федік Л.Ю. Вдосконалення технологічного процесу сушіння рулонів льонотрести: Дис...канд. тех. наук: 05.20.01. – Луцьк, 1999. – 177 с.
3. Осьмак В., Качан І. Машины для заготовки грубых кормов.// Техніка АПК. – 2003. - №6. – С.11-13.
4. Зеленко В.И. Конвективная сушка сельскохозяйственных материалов в плотном слое. Основы теории. – Тверское областное книжно-журнальное издательство, 1998. – 96с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух*

## ШЛЯХИ ЕКОНОМІЇ ЕНЕРГІЇ ПІД ЧАС СЕПАРУВАННЯ НАСІННЄВОГО МАТЕРІАЛУ У ПОВІТРЯНИХ ПОТОКАХ

*У статті з енергетичної позиції вперше розглянуті існуючі та нові способи сепарування насінин у повітряних потоках. Доведено, що запропоновані варіанти сепараторів у повітряних потоках мають кращі енергетичні показники ефективності сепарування, ніж існуючі.*

**Постановка проблеми.** Збільшення врожайності сільськогосподарських культур є найактуальнішою проблемою сучасності. Зараз, як ніколи необхідне впровадження у рослинництво сучасних технологій вирощування рослин. Постає проблема підготовки якісного насінного матеріалу, котрий отримують шляхом відбору із загальної маси тільки насінин із цінними біологічними властивостями, при сепаруванні. Сівба тільки якісних, питомо-важких насінин дозволяє отримати дружні сходи, а в результаті збільшує загальну врожайність на 1.5...2.0 ц/га.

На жаль, сьогодні практично відсутні досконалі способи та засоби сепарування насінин у повітряних потоках. Тому постає актуальна проблема розробки нових способів та засобів сепарації для відбору насінин із цінними насінними якостями.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Провівши аналіз енерговитрат на процес сепарування, ми встановили, що найбільш перспективним для вдосконалення є сепаратор у горизонтальному повітряному потоці. Такий сепаратор має найменшу енергоємність процесу підготовки насінин.

Видатні вітчизняні вчені: Заїка П.М, Котов Б.І., Шабанов П.А., Тіщенко Л.М., розробили та досліджували нові засоби для сепарації насінин у повітряних потоках. У той час завдання вдосконалення найменш енерговитратного способу сепарування у горизонтальному потоці було залишене поза їх та інших увагою [1, 2].

З іншого боку, в цих роботах мало уваги приділено саме енергетичному аспекту процесу сепарування насінин у повітряних потоках.

**Мета дослідження.** Розгляд процесу сепарування, як процесу передавання кінетичної енергії від повітряного потоку до сепаруємих насінин, дозволить означити шляхи та розробити наукові основи

проекування енергозберігаючих технологій підготовки насіння шляхом сепарації.

**Результати дослідження.** Ми запропонували [3, 4], розробили та виготовили сепаратори за новими у технічному плані способами сепарування, показані на рис. 1, а - г.

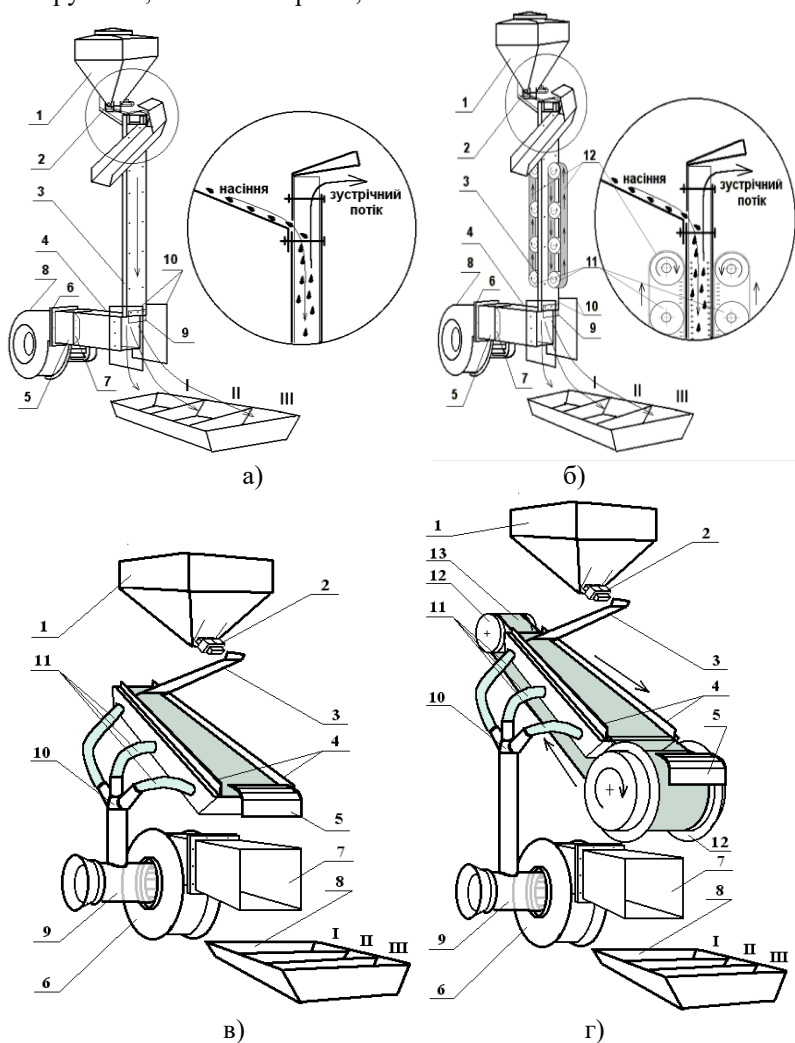


Рис.1. Схеми запропонованих засобів вирішення проблеми підготовки насінного матеріалу

У основу збільшення якості поділу нами поставлено реалізацію наукової гіпотези, згідно з якою, необхідно забезпечити встановлення вертикальної швидкості насінин, при входженні у основний горизонтальний потік, у залежність від їх питомої ваги (в основному) та аеродинамічних особливостей геометричної форми їх поверхні.

Під час сепарування насінин у горизонтальному потоці на сепараторі типу “Тріумф”, поділ насінин відбувається за рахунок віднесення їх залежно від питомої ваги по бункерах фракцій I-III.

Якість роботи сепараторів оцінюється гостротою розділення, або мінімальною різницею у питомій вазі, за умови наявності якої, сепаратор здатен поділити насінини по бункерах пито-важких фракцій I та пито-легких фракцій II (див. рис. 1, а).

У результаті проведених раніше досліджень [4] встановлено, що для поділу насінин із невеликою різницею у питомій вазі, потрібно використовувати повітряний потік високої швидкості (12м/с) та значної висоти дії Н (див. рис. 1, а) величиною до 26м.

Проте, при збільшенні висоти дії горизонтального потоку вентилятора, ускладнюється процес утворення такого потоку на практиці.

Так, для створення повітряних потоків значної висоти та невеликої ширини, виникає потреба у перерозподілі повітряного потоку стандартного вентилятору серії “Ц” із прямокутним чи квадратним вихідним отвором, з метою придання повітряному потоку належного вигляду. В результаті використання пасивних розподільвачів та вирівнювачів швидкості повітряного потоку зростають втрати напору при їх проходженні, що викликає додаткові енерговитрати.

З іншого боку, отримати повітряний потік великої висоти, добре вирівняний за швидкістю практично не вдається. Тому, подальше практичне збільшення мінімальної різниці у питомій вазі (тобто гостроти поділу) за рахунок збільшення висоти дії горизонтального повітряного потоку неможливе.

Збільшення швидкості горизонтального потоку також не дозволяє значно покращити гостроту поділу, оскільки водночас зі збільшенням енерговитрат, збільшується вплив на якість поділу положення насінин у просторі, яке носить випадковий характер; а також збільшується нерівномірність місцевих швидкостей повітряного потоку у різних місцях сепарувальної камери.

В результаті спроби збільшення гостроти поділу шляхом збільшення висоти дії горизонтального потоку чи його швидкості не призводять до отримання бажаного результату.

Таким чином, основним недоліком, що не дозволяє збільшити якість (гостроту) поділу насінин існуючими сепараторами насінин у повітряних потоках є недостатність висоти дії та відсутність можливості її практичного збільшення.

Для аналізу процесу передавання кінетичної енергії горизонтального повітряного потоку до насінин у процесі сепарування, запишемо наступну методику. Спершу ми розглянемо процес передавання енергії при роботі звичайного способу сепарування у горизонтальному потоці.

Розрахуємо загальну кінетичну енергію  $E_{\text{заг.г.п.}}$  горизонтального повітряного потоку за 1 сек:

$$E_{\text{заг.г.п.}} = \frac{\rho_{\text{повітря}} \cdot H_{\text{гор.п}} \cdot B_{\text{гор.п}} \cdot V_{\text{гор.п}}^3}{2}, \quad (1)$$

де  $H_{\text{гор.п}}$ ,  $B_{\text{гор.п}}$  - відповідно висота та ширина отвору горизонтального вентилятору, м;  $V_{\text{гор.п}}$  - швидкість горизонтального потоку, м/с.

Тепер визначимо середню кількість насінин, що проходять крізь горизонтальний потік за 1 сек:

$$N_{\text{нас.1.сек}} = \frac{Q_{\text{зод}} \cdot 3600}{G_{1.\text{нас.сеп}}}, \quad (2)$$

де  $Q_{\text{зод}}$  - годинна продуктивність сепаратора, кг/год;  $G_{1.\text{нас.сеп}}$  - середня власна вага однієї насінини, кг.

Далі шукаємо кінетичну енергію, що буде отримана питомо-важкими насінинами фракції I від потоку за 1 сек. Для цього розглянемо розподілення власної ваги насінин у фракціях за нормальним законом, як показано на рис. 2.

Дамо приріст мінімальній вазі однієї насінини фракції I  $G_{\text{min.I}}$  у  $\Delta \rightarrow 0$ . Тоді кількість насінин на інтервалі ( $G_{\text{min.I}}$ ;  $G_{\text{min.I}+\Delta}$ ):

$$N_{\text{инт.I}} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{G_{\text{min.I}+\Delta}} e^{-\frac{(G_{\text{min.I}+\Delta}-m_x)^2}{2\sigma^2}} dx - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{G_{\text{min.I}}} e^{-\frac{(G_{\text{min.I}}-m_x)^2}{2\sigma^2}} dx, \quad (3)$$

де  $m$ ,  $\sigma$  - характеристики фракції насінин, що сепарується.

Середня вага насінин на інтервалі ( $G_{\text{min.I}}$ ;  $G_{\text{min.I}+\Delta}$ ):

$$G_{\text{сеп.инт}} = G_{\text{min.I}} + \frac{\Delta}{2}, \quad (4)$$

де  $G_{\text{min.I}}$  - мінімальна вага однієї насінини фракції I, кг.

Тепер визначимо час дії на неї горизонтального потоку під час сепарування за звичайним способом за відомою формулою вільного падіння тіл за другим законом Ньютона.

$$t_{\text{дії,гор}} = \sqrt{\frac{2H_{\text{гор}}}{g}}, \quad (5)$$

де  $H_{\text{гор,п}}$  - висота отвору горизонтального вентилятору, прийнята у (1), м;  $g$  - прискорення вільного падіння.

Отже, кінетична енергія, що буде передана насінинам з інтервалу ( $G_{\text{min.I}}$ ;  $G_{\text{min.I}+\Delta}$ ), описується формулою.

$$E_{\text{інт.1.сек}} = \frac{N_{\text{інт.1}} \cdot N_{\text{нас.1.сек}} \cdot G_{\text{сер.інт}} \cdot V_{\text{гор.набута}}^2}{2}, \quad (6)$$

де  $N_{\text{інт.1}}$  - кількість насінин на інтервалі ( $G_{\text{min.I}}$ ;  $G_{\text{min.I}+\Delta}$ ) за (3);  $N_{\text{інт.1.сек}}$  - середню кількість насінин, що проходять крізь горизонтальний потік за 1 сек (2);  $G_{\text{сер.інт}}$  - середня вага насінин на інтервалі ( $G_{\text{min.I}}$ ;  $G_{\text{min.I}+\Delta}$ ) за (4);  $V_{\text{гор.набута}}$  - набута величина горизонтальної швидкості, яка розраховується за відомим рівнянням [2], виходячи з часу  $t_{\text{дії,гор}}$  (5) та  $G_{\text{сер.інт}}$  (4):

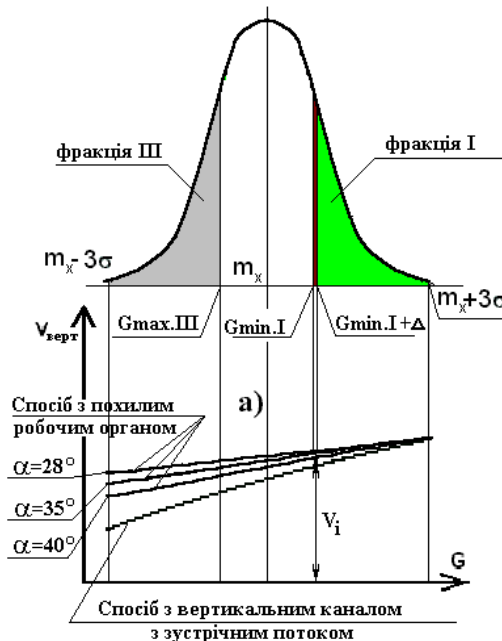


Рис.2. Схема до визначення величини кінетичної енергії, яку отримують від потоку насінини фракції I та III

$$V_{\text{гор.набута}} = \frac{k \cdot F \cdot V_{\text{гор.п}}^2 \cdot \sqrt{\frac{2H_{\text{гор}}}{g}}}{G_{\text{min.1}} + \frac{\Delta}{2}}, \quad (7)$$

де  $H_{\text{гор}}$  - прийнята висота горизонтального потоку, м.

Тепер визначимо загальну кількість енергії, що набудуть насінини фракції I у ході сепарування за 1 сек.

$$E_{\text{инт.фр.1.1.сек}} = \int_{G_{\text{min.1}}}^{m_x+3\sigma} \frac{N_{\text{инт.1}} \cdot N_{\text{нас.1.сек}} \cdot G_{\text{сеп.инт}} \cdot V_{\text{гор.набута}}^2}{2}, \quad (8)$$

Або у повному вигляді:

$$E_{\text{инт.фр.1.1.сек}} = \int_{G_{\text{min.1}}}^{m_x+3\sigma} \frac{\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{G_{\text{min.1}}+\Delta} e^{-\frac{(G_{\text{min.1}}+\Delta-m_x)^2}{2\sigma^2}} dx - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{G_{\text{min.1}}} e^{-\frac{(G_{\text{min.1}}-m_x)^2}{2\sigma^2}} dx}{2} \times$$

$$\left( G_{\text{min.1}} + \frac{\Delta}{2} \right) \cdot \left( \frac{k \cdot F \cdot V_{\text{гор.п}}^2 \cdot \sqrt{\frac{2H_{\text{гор}}}{g}}}{G_{\text{min.1}} + \frac{\Delta}{2}} \right)^2 \cdot \int_{G_{\text{min.1}}}^{m_x+3\sigma} \frac{Q_{\text{зод}} \cdot 3600 \cdot 2}{G_{\text{1.нас.сеп}}} dx \cdot \int_{G_{\text{min.1}}}^{m_x+3\sigma} \frac{1}{2} dx \quad (9)$$

Аналогічно знайдемо загальну кількість енергії, що отримує за 1 сек фракція III:

$$E_{\text{инт.фр.III.1.сек}} = \int_{m_x-3\sigma}^{G_{\text{max,III}}} \frac{\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{m_x-3\sigma+\Delta} e^{-\frac{(m_x-3\sigma+\Delta-m_x)^2}{2\sigma^2}} dx - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{m_x-3\sigma} e^{-\frac{(m_x-3\sigma-m_x)^2}{2\sigma^2}} dx}{2} \times$$

$$\left( m_x - 3\sigma + \frac{\Delta}{2} \right) \cdot \left( \frac{k \cdot F \cdot V_{\text{гор.п}}^2 \cdot \sqrt{\frac{2H_{\text{гор}}}{g}}}{m_x - 3\sigma + \frac{\Delta}{2}} \right)^2 \cdot \int_{m_x-3\sigma}^{G_{\text{max,III}}} \frac{Q_{\text{зод}} \cdot 3600 \cdot 2}{G_{\text{1.нас.сеп}}} dx \cdot \int_{m_x-3\sigma}^{G_{\text{max,III}}} \frac{1}{2} dx \quad (10)$$

У кінці отримуємо запропонований коефіцієнт ефективності сепарування, що описується формулою



$$K_{cen} = \frac{E_{int.фр.Ш.1.сек}}{E_{int.фр.1.1.сек}}, \quad (11)$$

де  $E_{int.фр.Ш.1.сек}$  та  $E_{int.фр.1.1.сек}$  - відповідна кількість кінетичної енергії за одну секунду, що отримується від повітряного потоку Ш та І фракціями.

Реалізувавши наведену методику на ЕОМ, за допомогою методів наближених обчислень можливо оцінити енергетичні показники існуючих та запропонованих сепараторів.

### **Висновки.**

1. Розроблена методика теоретичного дослідження енергетичних показників ефективності сепарування дозволяє, при реалізації на ЕОМ, за допомогою методів наближених обчислень, оцінити енергетичні показники існуючих та запропонованих сепараторів.

2. Вперше запропоновано оцінювати ефективність сепараторів у повітряних потоках, як коефіцієнт відношення отриманої від потоку кінетичної енергії найбільш питома-легких, по відношенню до найбільш питома-важких насінин, фракцій однакової кількості насінин.

3. Наведені енергетичні основи аналізу процесу підготовки насінин шляхом сепарування дозволяють закласти базу для проектування енергозберігаючих технологій підготовки насінин до сівби.

### **Література**

1. Котов Б.І. Перспективи розвитку конструкцій зернонасінноочисної техніки // Конструювання , виробництво та експлуатація с.-г. машин / Кіровоград. 2001. Вип. 31. с. 110-111.

2. Бушуев Н.М. Семечистительные машины. Теория, конструкция и расчет.-М.-С: Машгиз. 1962.-238.

3. Патент України №34040-С2 Спосіб сепарування та пристрій для його реалізації (варіанти). Заявлено 18.05.1999. Опубліковано 15.08.2003. в №8.

4. Єрмак В.П. Обґрунтування способу сепарування насінин соняшника в повітряних потоках. Дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук. - Луганськ: ЛНАУ, 2003, -166с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 621.926.

П.С. Коруняк к.т.н., П.С. Ванкевич к.т.н.  
Львівський державний аграрний університет

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПОДРІБНЮВАЛЬНИХ МАШИН УДАРНОЇ ДІЇ**

*На підставі роботи подрібнювальних машин, в яких використовується явище вібрації, розглядаються шляхи модернізації роторних і молоткових дробарок з метою підвищення їх ефективності. Запропоновані нові схеми дробарок, в робочому процесі яких присутня вібрація. За допомогою рівнянь Лагранжа II роду побудована математична модель, що дозволяє дослідити роботу дробарок наведених схем.*

**Постановка проблеми.** Робочі процеси подрібнення використовуються не тільки у переробній промисловості і в сільському господарстві, але й у різних галузях виробництва. Залежно від якості та властивостей матеріалу, процеси обробки здійснюються подрібнювальними машинами різноманітних конструкцій. Серед них значного поширення набули дробарки ударної дії, які поділяються на роторні і молоткові.

Роторні машини найкраще зарекомендували себе під час подрібнення великих кусків матеріалу. Для подрібнення дрібнокускового матеріалу, з утворенням продуктово-повітряного шару, використовуються молоткові дробарки. Це пояснюється тим, що молотки хитаючись навколо осей підвісу змінюють свою відносну швидкість, напрямок та глибину занурення в продуктово-повітряному середовищі, що порушує його рівномірний рух.

Намагаючись поширити діапазон ефективного використання роторних дробарок, і на випадок подрібнення дрібнокускового матеріалу, недолік їх жорсткого кріплення бил згодом усунули пружним ротором [1]. Позитивного ефекту досягли за рахунок зменшення коефіцієнта внутрішнього тертя матеріалу відносно коефіцієнта тертя ковзання в кінематичній парі молоток-ротор молоткової машини [2].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Постійно здійснюється вдосконалення існуючих та створення нових високоефективних конструктивних схем машин. Серед інших впроваджень робилися непоодинокі спроби об'єднати кілька фізичних явищ в одній машині. У цокових та конусних дробарках [3...6]

пропонувалося процеси розтискування, удару, зсуву, тертя матеріалу об'єднати з вібрацією корпусу самої дробарки, яка б сприяла переміщенню матеріалу в зоні подрібнення та прискорювала відвід його дрібних фракцій.

Однак вплив вібрації на подрібнення матеріалу ще не повністю вичерпано. Так, в роботі [4] пропонується верхню половину решітки молоткової дробарки кінематично з'єднувати з вібраторами, за рахунок чого віддаль між молотками та решіткою змінювалася під час її роботи.

Прикладом іншого способу об'єднання вібрації з ударом є конструктивне рішення [5], де барабан та ротор – профільні, повздовжня вісь ротора, навколо якої він обертається - вертикальна.

Ротор, за рахунок роботи вібратора, вібрає вздовж цієї осі. В цьому випадку використовують динамічні зусилля, що виникають під дією вібрації, безпосередньо для додаткового подрібнення матеріалу. Окрім того, вібрація ротора гарантує відвід дрібних фракцій із зони подрібнення.

Йдучи тим же шляхом об'єднання вібрації з основним технологічним процесом, який прийнятий для щоківих і конусних дробарок, можна сподіватись, що вібрація корпусу подрібнювальних машин ударного типу в цьому випадку могла б допомогти руйнувати продуктово-повітряний шар матеріалу. Крім того, і пружний ротор роторної дробарки і молотки молоткових дробарок за відповідного підбору пружності опор корпусу машини будуть мати більші амплітуди відносних коливань.

**Мета досліджень** - розробка нових схем засобів ударного подрібнення та математичне моделювання робочого процесу.

**Результати дослідження.** На підставі викладеного можна запропонувати нові схеми устаткування віброударного подрібнення дрібнокусового матеріалу, яким є зерно (рис.1, схеми в, г, д, е).

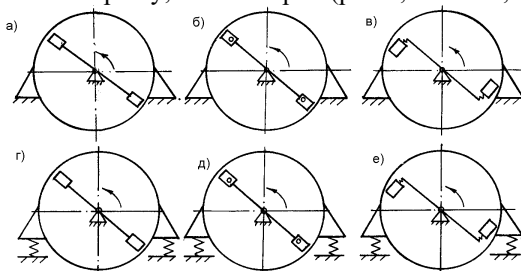


Рис.1. Принципові схеми подрібнювальних машин ударної дії: а, б – відомі; в, г, д, е - нові

Для створення передумов реалізації запропонованих схем в реальні конструкції, оптимізації параметрів існуючих конструкцій, вибору ефективних режимів їх роботи залежно від властивостей матеріалу, що подрібнюється та технологічних умов до кінцевого продукту, необхідно створити велику кількість експериментальних взірців, виконувати великі об'єми пошукових робіт. Альтернативою до цього може бути створення математичних моделей роботи цих машин з наступною розробкою пакетів прикладних програм для ЕОМ, що їх реалізують. Після цього, методом чисельного експерименту, можна досить просто вирішувати безліч задач, пов'язаних з підвищенням ефективності роботи подрібнювальних машин ударного типу різноманітних конструкцій.

Таким чином, відомі схеми роторної і молоткової дробарок доповнюються чотирма новими схемами, в яких удар об'єднаний з вібрацією. Для всіх запропонованих схем на роторі машини встановлюється інерційний віброзбудник (дебаланс).

Для дослідження роботи кожної з вищезазначених схем використовувалась узагальнена розрахункова схема подрібнювальної машини з шарнірним підвісом молотків і жорстким та пружним кріпленням бил (рис.2).

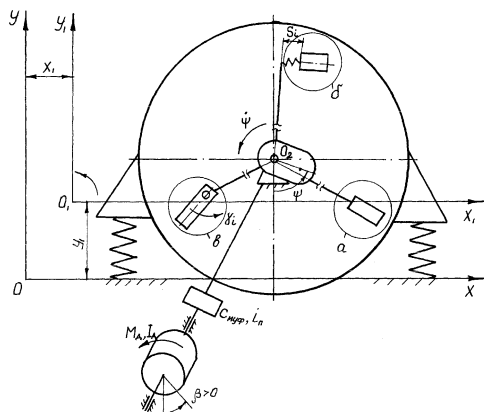


Рис. 2. Узагальнена розрахункова схема подрібнювальної машини ударної дії: а – жорстке кріплення била; б - пружне кріплення била; в - шарнірний підвіс молотків

Математична модель роботи подрібнювальної машини будувалася на підставі рівнянь Лагранжа II роду (1) і припущеннях, загальноприйнятих для дослідження механіки машин.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s, \quad (1)$$

де  $T$  – кінетична енергія інерційних елементів машини;  $Q_s$  – узагальнені сили;  $q_s, \dot{q}_s$  – узагальнені координати та їх швидкості.

За узагальнені координати було взято:

- $x_1, y_1, \varphi$  – координати рухомої системи (рис.2);
- $\psi, \beta$  – відповідно кут повороту ротора машини з дебалансом і кут повороту ротора двигуна;
- $\gamma_1 \dots \gamma_n, s_1 \dots s_n$  – відповідно кути повороту молотків у шарнірному їх підвісі і переміщення пружно закріплених бил.

Оскільки структура систем диференціальних рівнянь і самих рівнянь є однаковою, то була запропонована узагальнена математична модель, з якої можна легко одержати математичні моделі кожної із шести схем.

$$\left[ \begin{array}{ccc|ccc|ccc} A_{11} & 0 & A_{13} & \dots & 0 & \ddot{x} & B_x \\ 0 & A_{22} & A_{23} & \dots & 0 & \ddot{y} & B_y \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & \dots & 0 & \ddot{\varphi} & B_\varphi \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & \dots & 0 & \ddot{\psi} & B_\psi \\ \hline \dots & \dots & \dots & [A_n] & [0]^T & [\ddot{\gamma}]([\dot{s}]) & [B_\gamma]([B_s]) \\ \hline 0 & 0 & 0 & [0] & A_{n+5} & \ddot{\beta} & B_\beta \end{array} \right], \quad (2)$$

де

$$A_{ij} = A_{ij}(t, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{\varphi}, \dot{\psi}, \dot{\gamma}_1, \dots, \dot{\gamma}_n, \dot{\beta}, x_1, y_1, \varphi, \psi, \gamma_1, \dots, \gamma_n, \beta),$$

$$B_j = B_j(t, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{\varphi}, \dot{\psi}, \dot{\gamma}_1, \dots, \dot{\gamma}_n, \dot{\beta}, x_1, y_1, \varphi, \psi, \gamma_1, \dots, \gamma_n, \beta)$$

Коефіцієнти  $A_{ij}$  лівих частин системи рівнянь (2) є функціями інерційних і геометричних параметрів машини. Коефіцієнти  $B_j$  правих частин цих рівнянь є функціями сил в пружних опорах і в пружному кріпленні бил та моментів привідного двигуна, моменту опору ППШ і моментів тертя в шарнірах молотків.

Під час аналізу роботи роторної дробарки відомої схеми (рис.1, а) в узагальненій принциповій схемі (рис.3) зупиняються на кріпленні бил згідно з варіантом “а” і вважають великою жорсткість пружних опор корпусу, а в узагальненій моделі (2) отримують лише два рівняння з коефіцієнтами та змінними, що взяті в рамку без заштрихованої зони. Аналізуючи роботу відомої схеми молоткової дробарки (рис. 1, б), в узагальненій принциповій схемі (рис.2)

зупиняються на кріпленні молотків згідно з варіантом “б” і вважають великою жорсткість пружних опор корпуса, а в узагальненій моделі (2) отримують лише рівняння з коефіцієнтами та змінними, що взяті в рамку разом з заштрихованою зоною, в якій невідомими функціями є  $\eta$ .

Загальна кількість рівнянь математичної моделі роботи молоткової дробарки в цьому випадку буде дорівнювати  $2+n$ , де  $n$  – кількість рядів молотків, які встановлені на робочому роторі машини.

Під час аналізу роботи роторної дробарки з пружним кріпленням бил (рис.1, схема в) в узагальненій принциповій схемі (рис.2) зупиняються на кріпленні бил за варіантом “с”, а в узагальненій моделі, як в попередньому випадку, отримують  $2+n$  рівняння, в яких невідомі функції  $\eta$  замінюють на  $s_i$  з відповідними коефіцієнтами.

Розглядаючи роботу роторної дробарки з пружним кріпленням корпуса (рис. 1, г), в узагальненій принциповій схемі приймають “а” варіант кріплення бил, а в математичній моделі отримують всі рівняння без заштрихованої зони.

Аналізуючи роботу роторних дробарок з пружним кріпленням бил (рис.1, д) і молоткових дробарок (рис.1, е) з пружно закріпленим корпусом, в узагальненій принциповій схемі приймають варіант “с” або “в”, а в математичній моделі отримують всі рівняння. Рівняння заштрихованої зони для першого випадку мають невідомі функції  $s_i$ , а для другого -  $\eta$ .

Для прикладу розглянемо роторну дробарку з жорстким кріпленням бил, корпус якої розміщується на пружних опорах (рис.1, г, рис.3).

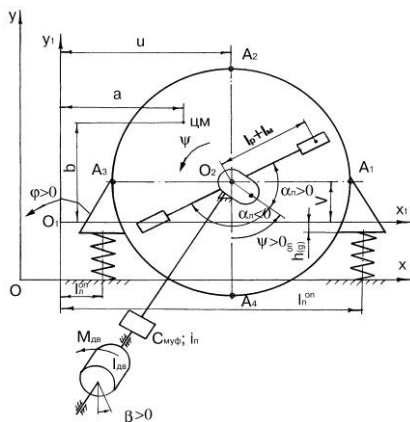


Рис.3. Розрахункова схема роторної подрібнювальної машини з пружним кріпленням корпуса

Математична модель її роботи має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x}_1 \cdot M_m - \dot{\varphi} \cdot M_1 + \ddot{\psi} \cdot M_4 - \dot{\varphi}^2 \cdot M_2 - \dot{\psi}^2 \cdot M_3 = Q_{x_1}; \\ \ddot{y}_1 \cdot M_m + \dot{\varphi} \cdot M_2 + \ddot{\psi} \cdot M_3 - \dot{\varphi}^2 \cdot M_1 + \dot{\psi}^2 \cdot M_4 = Q_{y_1}; \\ -\ddot{x}_1 \cdot M_1 + \ddot{y}_1 \cdot M_2 + \dot{\varphi} \cdot [m_k (a^2 + b^2) + I_k + M_6 (u^2 + v^2)] + \\ + \ddot{\psi} \cdot M_6 + \dot{\psi}^2 \cdot M_5 = Q_{\varphi_1}; \\ \ddot{x}_1 \cdot M_4 + \ddot{y}_1 \cdot M_3 + \dot{\varphi} \cdot M_6 + \dot{\psi} (m_o \cdot \varepsilon^2 + \dot{I}_6 + 2\dot{I}_m + \dot{I}_o) - \dot{\varphi} \cdot M_5 = Q_{\psi}; \\ \dot{I}_{oe} \cdot \ddot{\beta} = Q_{\beta}. \end{array} \right. \quad (3)$$

**Висновки.** Оскільки в рівняння входить багато основних параметрів машини (маси та моменти інерції основних елементів машини, їх геометрія, сили пружності опор та моменти тертя в кінематичних парах, механічна характеристика привідного двигуна та інші), а також основні механічні властивості матеріалу, що подрібнюється, то використовуючи побудовану математичну модель, можна не тільки зробити висновки про те, яка з конструкцій краща, але й оптимізувати значення основних параметрів машини вибраної конструкції.

#### Література

1. А.С.319344 МПК В02С 13/28 Молотковая мельница / Ю.Т. Козлов (СССР) - №1330244/29-33; Заявлено 16.05.69.
2. Писаренко Г.С. Колебания упругих систем с учетом рассеяния энергии в материале. – Киев: Из-во Академии наук УРСР. – 1955. – 238 с.
3. А.С. 2999245 В02С 1/02 Щековая вибрационная дробилка /Ю.С.Хечанов (СССР). Опубл. 26.03.71, Бюл. №12. – 3с.
4. А.С. 380345 В02С 1/02 Ударно-вибрационная дробилка. /В.Я. Туркин, А.М. Федорович, П.П. Шульц (СССР) Опубл. 15.05.73, Бюл. №21. –3с.
5. А.С. 587995 МКл<sup>2</sup>. В02С 19/16 Мельница тонкого помола / Р.А. Восканян (СССР) - № 2117820/29-33, Заявлено 28.02.75 ; Опубл. 15.01.78, Бюл. №2. –2с.
6. А.С. 1284594 В02С 13/04 Молотковая дробилка / А.А. Сундеев, В.В. Нестеров (СССР) - № 3907187/29-33, Заявлено 06.03.85; Опубл. 23.01.87, Бюл.№3 –2с.
7. Коруняк П.С. Віброударна подрібнювальна машина молоткового типу // Автоматизація виробничих процесів в машинобудуванні і приладобудуванні. Український. міжвід. наук.-

техніч. зб. Вип. 33. – Львів: ДУ «Львівська політехніка», 1998. - С. 176-177.

8. Семерак Ф., Коруняк П., Лозовий І., Боровець В. Математична модель роботи віброударної подрібнювальної машини молоткового типу // Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. - Львів: Львівський держагроуніверситет, 1998.

9. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. / Перевод Я.Г.Пановко с 3-го Американского издания переработанного совместно с Д.Х.Янгом. Изд. 2-е, – М., 1967. - 444с.

10. Субач А.П. Динамика процессов и машин объемной обработки. - Рига: Зинание, 1991. -392с.

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

УДК 631.358

Ф.М. Крисак к.т.н., А.П. Козачук  
Львівський державний технічний університет

## **ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ ВІДМИВУ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ У ПУЛЬСУЮЧІЙ ПОВІТРЯНО-ВОДЯНІЙ СУМІШІ В СУКУПНОСТІ З ВІБРАЦІЙНОЮ ДІЄЮ**

*У статті представлені результати досліджень з визначення часу відмиву коренебульбоплодів на віброуючому решеті у пульсуючих повітряно-водяних потоках.*

**Постановка проблеми.** З метою проектування нової конструкції вібраційно-мийної машини для коренеплодів, необхідні дослідження з визначення впливу конструктивних елементів, параметрів вібрації, пульсуючих повітряно-водяних потоків на процес відмиву.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В раніше проведених дослідженнях [1, 2] не вивчалися закономірності процесу мийки коренеплодів у пульсуючих повітряно-водяних потоках під дією вібрації.

**Метою** наших досліджень було застосувати метод математичного планування експерименту, оскільки досліджувана система є багатокомпонентною, провести дослідження і визначити



закономірність часу відмивання коренеплодів залежно від товщини шару коренеплодів, амплітуди і частоти коливань решета.

**Результати досліджень.** Досліди проводились на лабораторній установці, яка виконана із віброуючого решета, знизу якого впоперек закріплені пластини, кожна з яких розміщується між парою нерухомих пластин і між якими знаходиться вода. Внаслідок вібрації рухомих пластин між нерухомими утворюється пульсуючі повітряно-водняні потоки, таким чином процес миття картоплі відбувається в пульсуючому-повітряводяному потоці в сукупності з вібраційною дією.

Аналіз факторів, які впливають на час  $\tau$  відмивання коренеплодів, показує, що час  $\tau$  залежить від товщини  $h$  шару плодів, амплітуди  $A$  і частоти  $\kappa$  коливань решета. Початкова забрудненість, згідно з результатами дослідів, незначною мірою впливає на тривалість відмивання картоплі до забрудненості 1%, встановленої відповідно до ветеринарних вимог, і не може вважатися фактором, який істотно впливає на тривалість відмивання. Зважаючи на це, ми проводили трифакторний експеримент. Відповідно до літературних даних [3, 4, 5], дослідження ми почали з побудови лінійної моделі. Тому, якщо час замість  $\tau$  позначити  $y$ , то за вихідне рівняння регресії можна прийняти лінійне рівняння типу

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3, \quad (1)$$

де  $y$  - час відмивання коренеплодів (вихідний параметр);  $x_1, x_2, x_3$  - кодовані значення факторів (висоти шару, амплітуди і частоти коливань);  $b_0, b_1, b_2, b_3$  - коефіцієнти за відповідних значень  $x$ .

Спочатку виконуємо кодування факторів для переведення натуральних факторів у безрозмірні величини, що дозволить побудувати план-матрицю експерименту. Зв'язок між кодованими  $x_i$  та натуральними  $X_i$  значеннями факторів будуть:

$$x_1 = \frac{X_1 - X_{10}}{\Delta X_1}; \quad x_2 = \frac{X_2 - X_{20}}{\Delta X_2}; \quad x_3 = \frac{X_3 - X_{30}}{\Delta X_3}, \quad (2)$$

де  $X_1, X_2, X_3$  - натуральні значення висоти шару, амплітуди та частоти коливань;  $X_{10}, X_{20}, X_{30}$  - натуральне значення факторів  $X_1, X_2$  та  $X_3$  на нульовому рівні;  $\Delta X_1, \Delta X_2, \Delta X_3$  - інтервал варіювання факторів  $X_1, X_2$  та  $X_3$ .

Нульовий рівень - це середнє значення інтервалу варіювання фактору. Оскільки висота шару коливається від  $0,05$  м до  $0,15$  м, то нульовим буде  $X_{10}=0,10$  м; так само нульовою амплітудою буде  $X_{20}=0,009$  м, а нульовою частотою буде  $X_{30}=11,0$  Гц. Прийемо також

$\Delta X_1=0,05$  м,  $\Delta X_2=0,004$  м,  $\Delta X_3=6$  Гц. Результати кодування факторів подані в табл. 1.

Таблиця 1. Результати кодування факторів

Фактор та одиниця виміру	Натуральне позначення	Кодоване позначення	Інтервал вимірювання	Рівні варіювання натуральні			Рівні варіювання кодовані		
				верхній	нульовий	нижній	верхній	нульовий	нижній
Висота шару кореневуль боллодів, м	$X_1$	$x_1$	0,05	0,15	0,10	0,05	+1	0	-1
Амплітуда коливань, м	$X_2$	$x_2$	0,004	0,013	0,009	0,005	+1	0	-1
Частота коливань, Гц	$X_3$	$x_3$	6,0	17,0	11,0	5,0	+1	0	-1

Оскільки число дослідів повинно бути більшим від числа коефіцієнтів у рівнянні регресії, то складаємо план-матрицю дробленого факторного експерименту, наведену в табл. 2.

Таблиця 2. План-матриця експерименту

Точка плану (номер дослідіу)	Значення кодованих факторів		
	$X_1$	$X_2$	$X_3$
1	-1	-1	+1
2	+1	-1	-1
3	-1	+1	-1
4	+1	+1	+1
5	0	0	0

Таким чином, ми проводимо п'ять дослідів, причому рандомізацією дослідів (визначення послідовності проведення дослідів добуванням номерів із урни) нами встановлені такі послідовності проведення дослідів. Для першої повторності: 2, 1, 3, 5, 4; для другої повторності: 2, 3, 1, 5, 4; для третьої повторності: 3, 4, 1, 2, 5.

При проведенні дослідів отримані дані, подані в табл. 3, причому час відмивання позначено  $u$ .

Таблиця 3. Результати дослідів

Номер досліді	$X_1$	$X_2$	$X_3$	Вихідний параметр $y, c$			Середнє арифметичне значення вихідного параметра $U_{\bar{y}, c}$
				перша повторність $U_{y1}$	друга повторність $U_{y2}$	третя повторність $U_{y3}$	
1	-1	-1	+1	60,0	58,0	61,0	59,7
2	+1	-1	-1	84,0	82,0	85,0	83,7
3	-1	+1	-1	52,0	57,0	54,0	54,3
4	+1	+1	+1	73,0	68,0	72,0	71,0
5	0	0	0	69,0	65,0	66,0	66,7

Перевіряємо тепер відтворюваність дослідних даних за критерієм Кохрена  $G$ , що дорівнює:

$$G = \frac{S_u^2, max}{\sum_{u=1}^n S_u^2}, ;$$

де  $S_u^2$  - дисперсія  $u$ -то досліді;  $S_u^2, max$  - найбільша з цих дисперсій;  $u$  - номер досліді;  $n$  - число дослідів ( $n = 5$ ).

$$\text{Дисперсія } S_u^2 \text{ дорівнює } \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{ik=1}^{m_0} (y_{uik} - \bar{y})^2,$$

де  $i_k$  - номер повторності;  $y_{uik}$  - вихідний параметр при  $i_k$ -й повторності;  $m_0$  - число повторностей.

Для досліді номер 1 дисперсія  $S_{u1}^2$  дорівнює

$$\frac{1}{3-1} [(160,0 - 59,7)^2 + (58,0 - 59,7)^2 + (61,0 - 59,7)^2] = 2,84 \text{ c}^2.$$

Так само знаходимо дисперсію  $S_{u2}^2$  другого досліді, вона дорівнює  $2,35 \text{ c}^2$ ; для третього досліді  $S_{u3}^2 = 6,35 \text{ c}^2$ ; для четвертого досліді  $S_{u4}^2 = 7,00 \text{ c}^2$ ; для п'ятого досліді  $S_{u5}^2 = 4,35 \text{ c}^2$ . Дисперсія відтворюваності  $S_y^2$  дорівнює

$$\frac{1}{5} (2,84 + 2,35 + 6,35 + 7,00 + 4,35) = 4,58 \text{ c}^2.$$

Критерій Кохрена  $G$  становить

$$\frac{7,00}{2,84 + 2,35 + 6,35 + 7,00 + 4,35} = 0,306.$$

Табличне значення  $G$  при  $n = 5$ ,  $f_u = m_0 - 1 = 2$  становить  $0,684$ , що більше від  $0,306$ , отже дослідні дані відтворювані.

Обчислимо коефіцієнти рівняння регресії за формулами :

$$b_0 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n y_u ; b_0 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} y_u$$

де  $x_{iu}$  - значення  $i$  - го кодованого фактора у рядку матриці в  $u$ -му досліді.

Тоді

$$b_0 = \frac{1}{5} (59,7 + 83,7 + 54,3 + 71,0 + 66,7) = 67,1с;$$

$$b_1 = \frac{1}{5} [(-1) \cdot 59,7 + (+1) \cdot 83,7 + (-1) \cdot 54,3 + (+1) \cdot 71,0 + 0 \cdot 66,7] = 8,1с;$$

$$b_2 = \frac{1}{5} [(-1) \cdot 59,7 + (-1) \cdot 83,7 + (+1) \cdot 54,3 + (+1) \cdot 71,0 + 0 \cdot 66,7] = -3,6с;$$

$$b_3 = \frac{1}{5} [(+1) \cdot 59,7 + (-1) \cdot 83,7 + (-1) \cdot 54,3 + (+1) \cdot 71,0 + 0 \cdot 66,7] = -1,9с.$$

Рівняння регресії матиме вигляд:

$$y = 67,1 + 8,1 x_1 - 3,6 x_2 - 1,9 x_3. \quad (3)$$

Адекватність рівняння перевіряємо за критерієм Фішера  $F$ .

Адекватність має місце, коли  $F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(0,05; f_{ad}; f_y)$ ,

де  $S_{ad}^2$  - дисперсія адекватності;  $F(0,05; f_{ad}; f_y)$  - критерій Фішера при 5%-ному рівні значимості;  $f_{ad}$  - число ступенів свободи дисперсії адекватності.

$$f_{ad} = n - k - 1,$$

де  $n$  - число дослідів;  $k$  - число факторів;  $f_y$  - число ступенів свободи дисперсії відтворюваності,  $f_y - n (m_0 - 1)$ .

У нашому випадку

$$f_{ad} = 5 - 3 - 1 = 1, f_y = 5(3 - 1) = 10.$$

Дисперсія адекватності  $S_{ad}^2$  дорівнює  $\frac{1}{n - k - 1} \sum_{u=1}^m (y - y_u)^2$ .

Розрахункове значення вихідного параметра (відгуку) за формулою (3).

Провівши розрахунки за формулою (3), отримаємо: для досліді №1  $y^{(1)} = 67,1 + 8,1(-1) - 3,6(-1) - 1,9(+1) = 60,7$  с., для досліді №2  $y^{(2)} = 80,7$  с., для №3  $y^{(3)} = 57,3$  с., для досліді №4  $y^{(4)} = 69,7$  с., для досліді №5  $y^{(5)} = 67,1$  с.

Тоді

$$s_{ad}^2 = \frac{1}{5 - 3 - 1} [(1,0)^2 + (-3,0)^2 + (3,0)^2 + (-1,3)^2 + (0,4)^2] = 20,85.$$

Відношення  $\frac{S_{ad}^2}{S_y^2} = \frac{20,85}{4,58} = 4,54$ . Це число менше від

табличного значення критерію Фішера за вказаних вище умов, що становить 4,965. Отже, рівняння є адекватним.

Після перевірки адекватності рівняння оцінимо значущість коефіцієнтів рівняння регресії за допомогою критерію Ст'юдента. Коефіцієнт вважається значущим, коли виконується нерівність

$$|b_0| \geq \Delta b_a = t(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}},$$

де  $|b_0|$  - коефіцієнти  $b_0$  та  $b_i$  у рівнянні регресії (їх абсолютні величини);  $\Delta b_a$  - довірча межа;  $t(0,05; f_y)$  - критерій Ст'юдента при 5%-му рівні значущості та числі ступенів свободи дисперсій відтворюваності  $f_y$ .

При 5%-му рівні значущості довірча вірогідність  $a$  буде 0,95. За таблицею коефіцієнтів Ст'юдента при  $a=95\%$  та при  $f_y=10$  критерій Ст'юдента буде 2,2. У цьому випадку при  $S_y = \sqrt{4,58}$  та  $n=5$

$$t(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}} = 2,2 \frac{\sqrt{4,58}}{\sqrt{5}} = 2,12.$$

Таким чином  $\Delta b_a = 2,12$  і оскільки у рівнянні (3)  $b_0=67,1$  с,  $b_1=8,1$ с,  $b_2=-3,6$ с,  $b_3=-1,9$ с, то це означає, що всі отримані у рівнянні коефіцієнти значущі, за винятком коефіцієнта  $b_3=-1,9$ с, який менший за 2,12. Проте це зменшення зовсім невелике і можна вважати, що рівняння (3) добре описує явище, що вивчається.

Від рівняння (3), у якому  $x_1, x_2, x_3$  являють собою фактори у кодованому вигляді, можна перейти до рівняння з факторами у натуральному вигляді. Виконується це за допомогою рівнянь (2) і враховуючи, що  $X_{10}=0,10$  м,  $\Delta X_1=0,05$  м,  $X_{20}=0,009$  м,  $\Delta X_2=0,004$  м,  $X_{30}=11,0$  Гц,  $\Delta X_3=6$  Гц. У цьому випадку

$$y = 67,1 + 8,1 \frac{X_1 - 0,10}{0,05} - 3,6 \frac{X_2 - 0,009}{0,004} - 1,9 \frac{X_3 - 11,0}{6,0} =$$

$$= 62,5 + 162,0 X_1 - 900,0 X_2 - 0,32 X_3$$

Таким чином

$$y \approx 62,5 + 162,0 X_1 - 900,0 X_2 - 0,3 X_3 \quad (4)$$

Такий остаточний вигляд має залежність часу у відмивання кореневульбоплодів в с від висоти шару плодів  $X_1$  в м, амплітуди коливань  $X_2$  в м частоти  $X_3$  в Гц. З урахуванням одиниць вимірювань у даному рівнянні коефіцієнт 62,5 вимірюється в с, коефіцієнт 162,0

вимірюється в  $c/m$ , коефіцієнт  $900,0$  вимірюється в  $c/m$ , а коефіцієнт  $0,3$  вимірюється в  $c/Гц$ . З (4) видно, що найбільший вплив на час відмивання спричиняє амплітуда коливань, дещо менший вплив чинить висота шару і ще менше впливає частота коливань (в межах до 17 Гц).

**Висновок.** Таким чином, в результаті застосування методу Бокса-Уілсона при плануванні експерименту встановлено, що найбільший вплив на час відмивання спричинює амплітуда коливань, а висота шару і частота коливань є менш значимими.

#### Література

1. Леонтьев П.И., Полохин П.В. Мойка корнеклубнеплодов вибрационным способом // Труды Челябинского ИМЭСХ. Выпуск 81. – Челябинск. – 1974. – С. 36-40.
2. Совершенствование технологических процессов и средств механизации в кормопроизводстве и животноводстве: Сб. науч. тр.- Горки: БСХА, - 1989. – 98 с.
3. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. - М.: Наука, 1976. - 275с.
4. Евдокимов Ю.А., Колесников В.И., Тетерин А.И. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. - М.: Наука, 1980. - 228с.
5. Хайлис Г.А., Ковалёв М.М. Исследование сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. – М.: Колос, 1984. – 169 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Л.І. Байдакова*

УДК 620.91

Е.С. Малкін, д.т.н., проф.

Інститут технічної теплофізики НАН України

О.В. Приймак, к.т.н., доц.

Луцький державний технічний університет

І.Е. Фуртат, к.т.н., доц.

Київський національний університет будівництва і архітектури

## **ЕФЕКТИВНЕ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ПАРИ В СИСТЕМАХ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ПІДПРИЄМСТВ**

*Запропоновано системи гарячого водопостачання, що дозволяють ефективно використовувати у переробних виробництвах сільськогосподарської продукції і особливо в оздоблювальних виробництвах текстильної промисловості теплові потенціали відпрацьованої гарячої води та технологічної пари.*

**Постановка проблеми.** Ефективне використання технологічної пари вторинного кипіння для отримання гарячої води є дуже актуальним для багатьох галузей промисловості, у тому числі переробних виробництв сільськогосподарської продукції. Особливе значення вирішення цієї проблеми має для текстильної промисловості, яка витрачає дуже багато води (в основному гарячої) під час проведення технологічних операцій. Так, тільки на промивку тканин після кольорування на обладнанні безперервної дії витрачається від трьох до тридцяти літрів води на один кілограм тканини. Тому зниження витрат води і пари для її нагріву має не тільки економічне, а й екологічне значення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Попередні дослідження [1, 2, 3] показали, що найбільш суттєве підвищення ефективності систем гарячого водопостачання може бути досягнуто за рахунок використання вторинних енергоресурсів, у тому числі і відпрацьованої гарячої води.

**Мета дослідження.** Нижче розглядаються деякі принципові схеми запропонованих систем гарячого водопостачання підприємств текстильної промисловості з ефективним використанням вторинних енергоресурсів технологічної пари та гарячої води.

**Результати дослідження.** *Варіант 1* (рис. 1). Відпрацьована гаряча вода надходить у поверхневий протитечійний теплообмінник I ступеня попереднього нагріву водопровідної води, після якого охолоджена скидна вода надходить у каналізацію, а підігріта

водопровідна вода – у поверхневий протитечійний теплообмінник II ступеня для догріву до необхідної температури сумішшю конденсату та пари вторинного кипіння, що утворюється у конденсатопроводі після конденсатовідвідниці, які встановлюються після паровикористовуючого обладнання. У разі, коли теплового потенціалу конденратно-парової суміші не вистачає для досягнення потрібної температури гарячої води, догрів до кінцевої температури здійснюють гострою парою в тепломасообміннику змішувального типу ТМЗД. Варіант 1 застосовується для гарячого водопостачання обладнання безперервної дії, що використовує воду однакової температури.

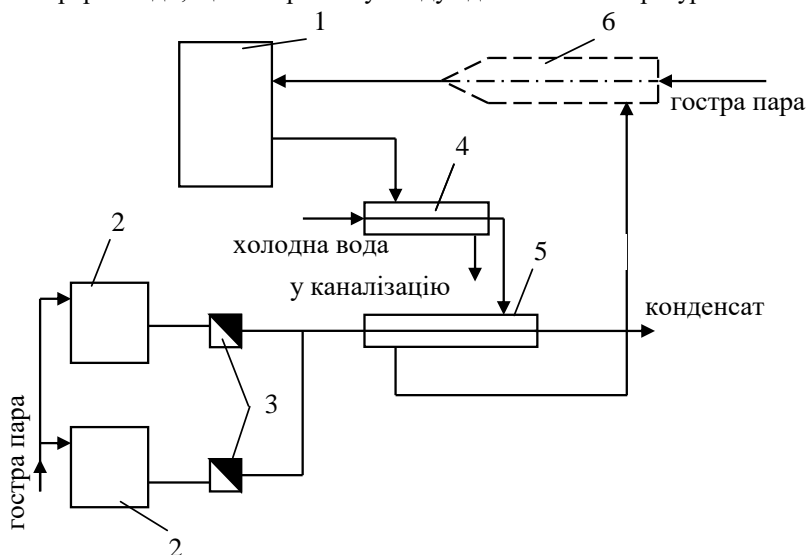


Рис. 1. Схема централізованого гарячого водопостачання з використанням ВЕР гарячої води та технологічної пари: 1-система гарячого водопостачання; 2-паровикористовуюче обладнання; 3-конденсатовідвідник; 4-поверхневий теплообмінник попереднього нагріву холодної води ВЕР гарячої води; 5-поверхневий теплообмінник догріву гарячої води пароконденратною емульсією; 6-контактний тепломасообмінник заключного догріву води гострою парою (ТМЗД)

*Варіант 2* (рис. 2). Цей варіант рекомендовано, коли об'єкти споживання гарячої води потребують води різної температури. Відпрацьована гаряча вода надходить у поверхневий протитечійний теплообмінник попереднього нагріву водопровідної води (I ступінь),



після якого охолоджена скидна вода надходить у каналізацію, а підігріта водопровідна вода – у поверхневий протитечійний теплообмінник II ступеня, де підігріта холодна вода нагрівається за допомогою суміші конденсату з паром вторинного кипіння, що надходить після конденсатовідвідників, встановлених за паровикористовуючим обладнанням. Температура гарячої води після підігрівача II ступеня встановлюється за умови встановлення температури конденсату після теплообмінника 80 °С. Догрів або охолодження води до необхідної температури здійснюється в індивідуальних контактних тепломасообмінниках ТМЗД: догрів шляхом змішування з гострою паром, а охолодження – з холодною водою.

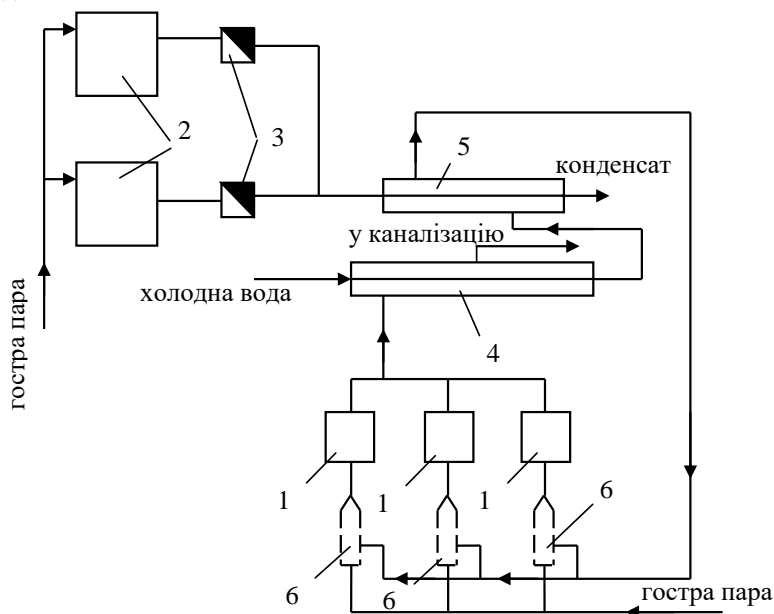


Рис. 2. Схема централізовано-децентралізованого гарячого водопостачання з використанням ВЕР гарячої води та технологічної пари: 1-обладнання безперервної дії, що використовує гарячу воду; 2-паровикористовуюче обладнання; 3-конденсатовідвідник. 4-поверхневий теплообмінник попереднього нагріву холодної води ВЕР гарячої води; 5-поверхневий теплообмінник догріву гарячої води пароконденратною емульсією; 6-індивідуальний контактний тепломасообмінник заключного догріву води гострою паром (ТМЗД)

Варіанти 3 і 4 (рис. 3-4) рекомендовано для випадку, коли на виробництві застосовується обладнання, яке використовує пару високого тиску, і обладнання, що використовує пару зниженого тиску. Тоді конденсат після обладнання високого тиску надходить у генератор пари вторинного кипіння зниженого тиску, після якого пара вторинного кипіння надходить у технологічні паропроводи зниженого тиску. Частково пара вторинного кипіння витрачається на кінцевій стадії нагріву води.

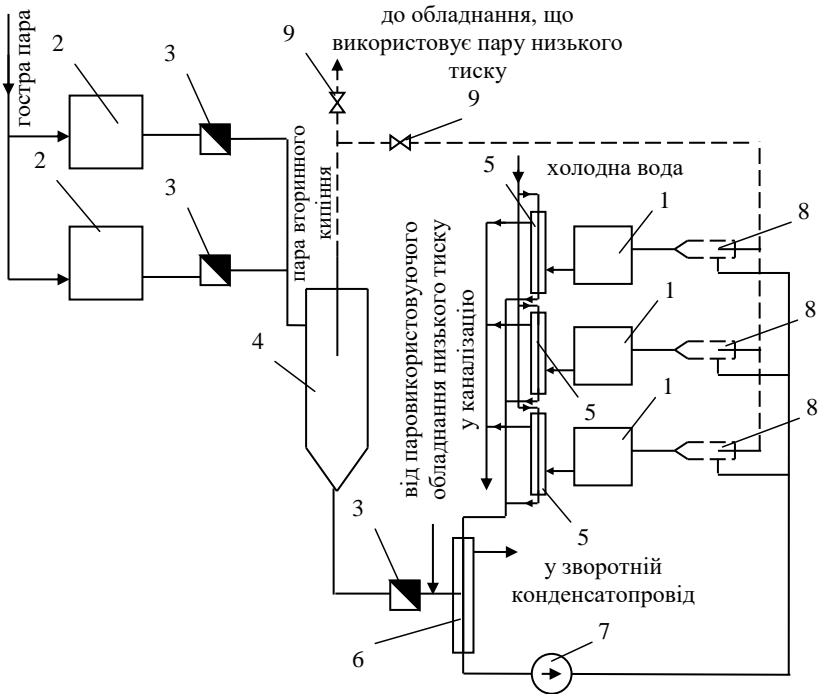


Рис. 3. Схема централізовано-децентралізованого гарячого водопостачання з використанням ВЕР гарячої води та технологічного паропостачання для обладнання безперервної дії: 1-обладнання безперервної дії, що використовує гарячу воду; 2-паровикористовуюче обладнання високого тиску; 3-конденсатовідвідник; 4-генератор пари вторинного кипіння; 5-індивідуальний поверхневий теплообмінник попереднього нагріву холодної води ВЕР гарячої води; 6-поверхневий теплообмінник нагріву II ступеню; 7-насос. 8-індивідуальний контактний ТМЗД; 9-запірна арматура

*Варіант 3* (рис. 3). Цей варіант рекомендовано у разі використання обладнання безперервної дії. Відпрацьована гаряча вода надходить в індивідуальні поверхневі протитечієві теплообмінники попереднього нагріву водопровідної води (I ступінь підігріву), після яких охолоджена скидна вода надходить у каналізацію, а підігріта водопровідна вода – у поверхневий протитечієвий теплообмінник II ступеню, де нагрівається до необхідної температури конденсатом зниженого тиску, що надходить з парогенератора та після паровикористовуючого обладнання зниженого тиску. Тонка доводка температури гарячої води здійснюється в індивідуальних контактних тепломасообмінниках ТМЗД пару вторинного кипіння зниженого тиску.

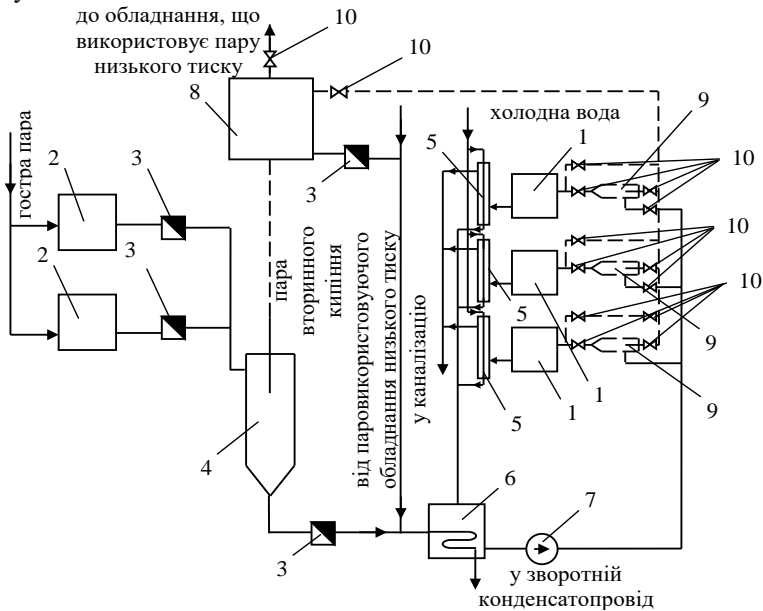


Рис. 4. Схема централізовано-децентралізованого гарячого водопостачання з використанням ВЕР гарячої води та технологічного паропостачання для обладнання періодичної дії: 1-обладнання періодичної дії, що використовує гарячу воду; 2-паровикористовуюче обладнання високого тиску; 3-конденсатівідвідник; 4-генератор пари вторинного кипіння; 5-індивідуальний поверхневий теплообмінник попереднього нагріву холодної води ВЕР гарячої води; 6-теплообмінник-акумулятор нагрітої води; 7-насос; 8-бак-акумулятор пари вторинного кипіння; 9-індивідуальний контактний ТМЗД; 10-запірна арматура

*Варіант 4* (рис. 4). Пропонується для відділень з обладнанням періодичної дії. Відпрацьована гаряча вода надходить в індивідуальний поверхневий протитечійні теплообмінники попереднього нагріву холодної води (I ступінь нагріву), після яких охолоджена відпрацьована вода надходить у каналізацію, а підігріта холодна вода – у емнісний теплообмінник-акумулятор II ступеню, де нагрівається до необхідної температури конденсатом зниженого тиску, що надходить після генератора пари вторинного кипіння, баку-акумулятора пари вторинного кипіння та паровикористовуючого обладнання зниженого тиску. Тонка доводка температури гарячої води здійснюється в індивідуальних контактних тепломасообмінниках парою вторинного кипіння, яка надходить з баку-акумулятора.

#### **Висновки.**

1. Запропоновані системи дозволяють ефективно використовувати у переробних виробництвах сільськогосподарської продукції і особливо у оздоблювальних виробництвах текстильної промисловості теплові потенціали відпрацьованої гарячої води та технологічної пари.

2. Використання запропонованих систем забезпечує зниження витрат енергії на нагрів у середньому на 25...30 %, у тому числі витрати первинної гострої пари знижуються на 90...100 %.

#### **Література**

1. Малкін Е.С., Приймак О.В., Фуртат І.Е. Термодинамічний аналіз ефективності систем гарячого водопостачання // Будівельні матеріали, виробни та санітарна техніка. – 2004. – № 19. – С. 57 – 63.

2. Малкин Э.С., Приймак А.В., Фуртат И.Э. Энергоэффективные системы горячего водоснабжения текстильных предприятий с использованием вторичных энергоресурсов // Текстильная химия. – 2005. – № 1. – С. 29 – 35.

3. Малкін Е.С., Приймак О.В., Фуртат І.Е. Ефективна система гарячого водопостачання // Вісник Херсонського національного технічного університету. – 2004. – № 3. – С. 65 – 70.

І.О. Павлова

Луцький державний технічний університет,

Р.Б.Гевко, д.т.н., А.О.Вітровий, к.т.н.

Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя

## **РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ РОБОТІ КОНВЕЄРА З ШАРНІРНИМ ГВИНТОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

*У статті проведено динамічний розрахунок секційного шарнірно сполученого робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра; проаналізовано вплив основних конструктивних параметрів робочого органу та силових показників гвинтового транспортера на величину динамічних навантажень у пружних ланках; дано рекомендації щодо оптимізації цих параметрів за критерієм мінімальності динамічних навантажень.*

Транспортування сипких вантажів по криволінійних трасах у замкнутих еластичних кожухах гнучкими гвинтовими спіралями забезпечує високу мобільність під час виконання завантажувально-розвантажувальних технологічних процесів, а також суттєве зниження енерговитрат порівняно з пневматичними транспортерами.

Однак, існуючі гнучкі гвинтові робочі органи не можуть повною мірою задовольнити експлуатаційні вимоги, які висуваються до таких типів конвеєрів. Так, застосування суцільних гвинтових спіралей призводить до їх швидких руйнувань внаслідок виникнення знакозмінних циклічних навантажень. Застосування відомих комбінованих та секційних гвинтових робочих органів характеризується низькою надійністю в експлуатації, високою матеріаломісткістю, що призводить до підвищених енерговитрат, пошкодження транспортованого матеріалу та внутрішньої поверхні гнучких кожухів.

**Постановка проблеми.** Актуальним є завдання розробки нових конструкцій гнучких гвинтових робочих органів, виконаних на основі гвинтових секцій, і обґрунтування їх раціональних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів, які забезпечать підвищення ресурсних показників конвеєрів при зменшенні матеріаломісткості їх робочих органів і ступеня пошкодження транспортованого матеріалу.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для вирішення поставленого завдання розроблений робочий орган гнучкого

гвинтового конвеєра, який виконаний на основі шарнірно з'єднаних гвинтових секцій [1].

**Мета дослідження.** Процес пуску завантаженого транспортера та його аварійної зупинки при раптовому заклинюванні робочого органа є максимально динамічно навантаженим. Тому знаходження найбільших динамічних навантажень в елементах шарнірного робочого органу гвинтового транспортера, аналіз їх залежності від величин параметрів останнього та розробка рекомендацій з метою оптимізації цих параметрів за критерієм мінімальності динамічних навантажень є досить актуальним завданням.

**Результати дослідження.** Розглянемо спрощену динамічну модель гвинтового конвеєра з кульковими шарнірними зачепленнями окремих секцій в режимі пуску з урахуванням наповненості сипким матеріалом гнучкого кожуха технологічної магістралі (рис. 1).

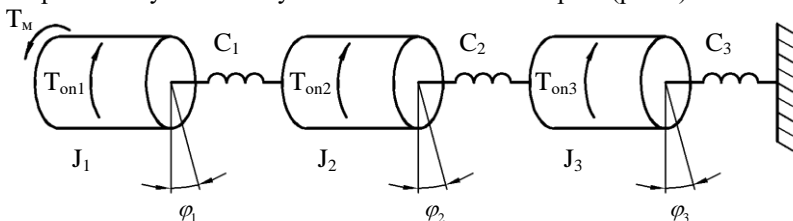


Рис. 1. Динамічна модель гвинтового конвеєра

На рис.1 зроблено такі позначення:  $J_1$  - зведений до осі обертання шнека момент інерції приводного механізму (двигун, редуктор, шарнірне з'єднання);  $J_2$  і  $J_3$  - зведені моменти інерції першої та другої ланок шнека із врахуванням приєднаної маси транспортованого матеріалу;  $c_1$ ,  $c_2$  і  $c_3$  - крутильні жорсткості елементів, з'єднуючих ланки шнека;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  і  $\varphi_3$  - кути повороту відповідних елементів шнека;  $T_M$  - момент двигуна;  $T_{on1}$ ,  $T_{on2}$  і  $T_{on3}$  - моменти опору, що діють на кожну із ланок шнека.

У розрахунках припускаємо, що в момент пуску рухаються лише декілька ланок транспортера. Це припущення справедливе в момент першого зростання динамічного навантаження, тому що сили опору сипкого вантажу не дають можливості швидкого провертання наступних ланок транспортера, які віддалені від валу двигуна. Їх рух розпочнеться лише при відносно значному провертанні попередніх ланок. Тому вказана на рис.1 модель може бути прийнятною під час обчислення першого максимуму динамічних навантажень. Такий максимум може спостерігатись на початку руху, коли двигун при

виході на робочу частину характеристики створює значні пускові моменти. У подальшому, вийшовши на робочу точку, двигун працює з відносно стабільною швидкістю та крутним моментом. Гвинтовий робочий орган поступово розганяється до номінальної швидкості, і процес стабілізується.

Вказану вище схему можна використати і при розгляді динамічних навантажень, які виникають у випадку раптової зупинки шнека, проте початкові умови руху будуть дещо інші.

Отже, знайшовши розв'язок математичної моделі, яка описує зображену на рис.1 динамічну систему, можна визначити динамічні навантаження як при пуску, так і зупинці гвинтового транспортера у випадку виникнення перевантаження.

Рівняння руху динамічної системи можна описати у вигляді системи диференціальних рівнянь. Рух кожної ланки описується диференціальним рівнянням другого порядку, складеним на основі другого закону Ньютона.

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\phi}_1 = T_M - T_{np1} - T_{on1}, \\ J_2 \ddot{\phi}_2 = T_{np1} - T_{np2} - T_{on2}, \\ J_3 \ddot{\phi}_3 = T_{np2} - T_{np3} - T_{on3}. \end{cases} \quad (1)$$

де  $T_{np1}$ ,  $T_{np2}$  і  $T_{np3}$  - пружні моменти, які визначаються деформаціями відповідних пружних елементів.

У простому випадку пружний момент прямо пропорційний деформації пружини, проте внаслідок специфічності конструкції з'єднувальних елементів на пружній характеристиці є три окремих зони (рис.2). Перша зона характеризує роботу з'єднання в межах, коли кулька не виходить із зачеплення з лункою. Цей режим роботи є основний. Це означає, що попередній натяг пружини шарнірного з'єднання повинен забезпечувати нерухомість кульок у лунках торцевих елементів шарнірного з'єднання.

На другому етапі, коли кульки зміщуються у лунках, кутова деформація шарнірних елементів є достатньо значною, тобто жорсткість з'єднання різко падає.

Третій етап деформування характерний тим, що кулька впирається до певного упору, щоб не відбулось повне розчеплення кульок з лунками у з'єднанні (в цьому випадку пружини повністю деформуються і їх витки притискаються один до одного).

При цьому жорсткість знову різко зростає і стає за величиною близькою до жорсткості на першому етапі (прийемо, що вони рівні).

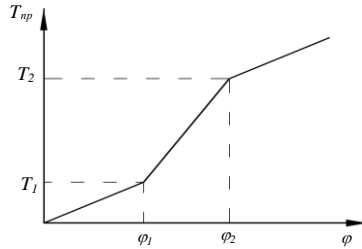


Рис.2. Залежність зміни пружного моменту  $T_{np}$  шарнірного зачеплення від кута  $\varphi$  закручування ланок секції

Визначимо пружний момент на кожному із етапів деформування з'єднувального кулькового шарнірного елемента.

У першій зоні має місце прямопропорційний закон

$$T_{np}^I = c\varphi. \quad (2)$$

У другій зоні необхідно розглянути зміну сили деформованої притискної пружини з урахуванням її попереднього натягу та додаткової деформації за рахунок виходу кульки із лунки і відповідної зміни крутного моменту (рис. 3).

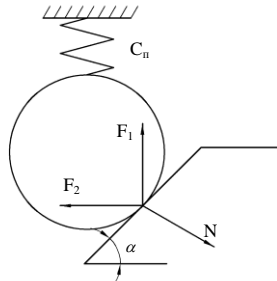


Рис 3. Схема кулькового шарнірного зачеплення

Кут підйому лунки рівний  $\alpha$ , а радіус розміщення центрів кульок відносно осі робочого органу позначимо  $R_w$ . В результаті отримаємо, що кут повороту кінців пружного елемента

$$\theta = \frac{T_{np}^2}{c} + \frac{T_{np}^2 - P_0 \operatorname{tg} \alpha}{c_n R_w^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}, \quad (3)$$

де  $P_0$  - сила попереднього натягу осьової пружини з'єднання,  $c_n$  - жорсткість цієї пружини.

Звідси крутний момент пружної ланки на другому етапі



$$T_{np}^2 = \frac{\theta + \frac{P_0}{c_n R_w t g \alpha}}{\frac{I}{c} + \frac{I}{c_n R_w^2 t g^2 \alpha}}. \quad (4)$$

У третій зоні деформація притискної пружини досягла максимуму і момент визначається за формулою

$$T_{np}^3 = c(\theta - \varphi_{max}), \quad (5)$$

де  $\varphi_{max} = \frac{\Delta X_{max}}{R_w t g \alpha}$  - максимальний кут повороту у з'єднанні при виході кульки з лунки на висоту  $\Delta X_{max}$ .

Записані у формулах (2) - (4) залежності стосуються кожного із пружних елементів  $c_1$ ,  $c_2$  і  $c_3$ . Значення кута  $\theta$  в них відповідає куту закручування відповідної пружини. Тому можна записати для цих елементів пружний момент на кожному із трьох етапів деформування у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{np1}^1 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2), T_{np1}^2 = \frac{(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{P_0}{c_n R_w t g \alpha}}{\frac{I}{c_1} + \frac{I}{c_n R_w^2 t g^2 \alpha}}, T_{np1}^3 = c_1((\varphi_1 - \varphi_2) - \varphi_{max}); \\ T_{np2}^1 = c_2(\varphi_2 - \varphi_3), T_{np2}^2 = \frac{(\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{P_0}{c_n R_w t g \alpha}}{\frac{I}{c_2} + \frac{I}{c_n R_w^2 t g^2 \alpha}}, T_{np2}^3 = c_2((\varphi_2 - \varphi_3) - \varphi_{max}); \\ T_{np3}^1 = c_3 \varphi_3, T_{np3}^2 = \frac{\varphi_3 + \frac{P_0}{c_n R_w t g \alpha}}{\frac{I}{c_3} + \frac{I}{c_n R_w^2 t g^2 \alpha}}, T_{np3}^3 = c_3(\varphi_3 - \varphi_{max}). \end{array} \right. \quad (6)$$

Перехід від одного етапу до іншого визначається крутним моментом у пружному елементі кулькового шарніра, причому йому відповідає певний наперед визначений кут закручування  $\theta$ .

Перший етап закінчиться, коли крутний момент і кут закручування досягнуть значення

$$\begin{cases} T_1 = P_0 R_w \operatorname{tg} \alpha; \\ \theta_1 = \frac{T_1}{c}, \end{cases} \quad (7)$$

при якому кулька починає вихід з лунки.

Другий етап закінчиться при значенні крутного моменту і кута закручування

$$\begin{cases} T_2 = (P_0 + c_n \Delta X_{\max}) R_w \operatorname{tg} \alpha; \\ \theta_2 = \frac{T_2}{c} + \varphi_{\max}, \end{cases} \quad (8)$$

при якому кулька досягає верхнього упору.

При числовому розв'язку системи диференціальних рівнянь (1) необхідно контролювати значення крутного моменту або відповідного кута закручування і визначати перехід із одного етапу до іншого.

При числовому розв'язку систем диференціальних рівнянь моменти переходу між окремими етапами руху чи станами системи зручно моделювати за допомогою одиничної функції Хевісайда  $\sigma(x)$ , яка приймає одиничне значення при додатній величині  $x$  та нульове значення, коли  $x$  від'ємне. Використовуючи вказану функцію для запису пружного моменту на кожному із етапів, можна отримати єдиний вираз

$$T_{np} = \left\{ \theta + \operatorname{sgn} \theta \left[ -\varphi_{\max} \sigma(|\theta| - \theta_2) + \frac{P_0 \sigma(|\theta| - \theta_1)}{c_n R_w \operatorname{tg} \alpha} (1 - \sigma(|\theta| - \theta_2)) \right] \right\} \times \left[ \frac{I}{\frac{I}{c} + \frac{\sigma(|\theta| - \theta_1) (1 - \sigma(|\theta| - \theta_2))}{c_n R_w^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} \right]. \quad (9)$$

Момент опору рухові шнека складається із моментів сухого та в'язкого тертя і визначається як параметрами робочого органу, так і характеристиками матеріалу, що транспортується. На них значною мірою впливає вологість та геометричні розміри матеріалу, коефіцієнт завантаження технологічної магістралі тощо. Момент в'язкого тертя можна вважати пропорційним швидкості обертання відповідної ланки, а момент сухого тертя вважатимемо сталим, напрямок дії його протилежний швидкості. Тому сумарний момент опору кожної ланки шнека запишемо у вигляді

$$\begin{cases} T_{on1} = \beta_1 \dot{\phi}_1 + T_{c1} \operatorname{sgn}(\dot{\phi}_1); \\ T_{on2} = \beta_2 \dot{\phi}_2 + T_{c2} \operatorname{sgn}(\dot{\phi}_2); \\ T_{on3} = \beta_3 \dot{\phi}_3 + T_{c3} \operatorname{sgn}(\dot{\phi}_3). \end{cases} \quad (10)$$

де  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  і  $\beta_3$  - коефіцієнти демпфування кожної ланки;  $T_{c1}$ ,  $T_{c2}$  і  $T_{c3}$  - моменти сухого тертя на кожній із ланок.

Момент, який розвивається двигуном, можна описати за допомогою його механічної характеристики, що пов'язує швидкість обертання та крутний момент. Різні типи двигунів мають різні характеристики, що залежать як від типу двигуна, так і від пускового пристрою. Найпростішим випадком приводного пристрою є застосування асинхронного електричного двигуна із короткозамкненим ротором без схеми регулювання пускового струму (пряме вмикання у мережу). Такий привод широко застосовується у сільськогосподарських транспортних засобах, у нестационарних умовах тощо. Тому у розрахунковій моделі доцільно застосувати його механічну характеристику, яка має вигляд

$$T_M = \frac{2T_{Mk}}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}}. \quad (11)$$

У формулі (10) індексом  $k$  позначені параметри двигуна у критичній точці. Їх значення береться із відповідного довідника і повністю визначається типом електродвигуна.

Величина  $T_{Mk}$  - це критичний момент електродвигуна,

$$s = \frac{\omega_0 - \dot{\phi}_l}{\omega_0} - \text{ковзання електродвигуна, } s_k = \frac{\omega_0 - \omega_k}{\omega_0} - \text{критичне ковзання}$$

при критичній частоті обертання ротора  $\omega_k$ ,  $\omega_0$  - синхронна частота обертання ротора.

Вважатимемо, що вищенаведені параметри механічної характеристики зведені до осі обертання шнека.

Система диференціальних рівнянь (1) є нелінійною, внаслідок суттєвої нелінійності всіх доданків - моментів двигуна, пружного елемента та опору. Розв'язок такої системи аналітичними методами утруднений, тому застосуємо числовий метод розв'язку, який ґрунтується на використанні методу Рунге-Кутта. Для цього, за допомогою введення нових допоміжних змінних  $u$ ,  $v$  і  $w$ , зведемо систему трьох рівнянь другого порядку до системи шести рівнянь першого порядку і запишемо їх у канонічній формі:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\varphi}_1 = u; \\ \dot{\varphi}_2 = v; \\ \dot{\varphi}_3 = w; \\ \dot{u} = \frac{T_M - T_{np1} - T_{on1}}{J_1}; \\ \dot{v} = \frac{T_{np1} - T_{np2} - T_{on2}}{J_2}; \\ \dot{w} = \frac{T_{np2} - T_{np3} - T_{on3}}{J_3}. \end{array} \right. \quad (12)$$

Підставимо у (12) значення із (6) або (9), (10) і (11). Отриману систему рівнянь у розгорнутому вигляді не приводимо внаслідок значної громіздкості запису.

Розглянемо початкові умови для пуску та гальмування шнека.

При пуску всі початкові швидкості та кути повороту ланок є нульовими, тобто при  $t=0$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = 0; \\ u = \dot{\varphi}_1 = 0; \\ \varphi_2 = 0; \\ v = \dot{\varphi}_2 = 0; \\ \varphi_3 = 0; \\ w = \dot{\varphi}_3 = 0. \end{array} \right. \quad (13)$$

У випадку гальмування початкові умови матимуть інший вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = \varphi_2 + \frac{T_M - T_{on1}}{c_1}; \\ u = \dot{\varphi}_1 = \omega_H; \\ \varphi_2 = \varphi_3 + \frac{T_M - T_{on1} - T_{on2}}{c_2}; \\ v = \dot{\varphi}_2 = \omega_H; \\ \varphi_3 = \frac{T_M - T_{on1} - T_{on2} - T_{on3}}{c_3}; \\ w = \dot{\varphi}_3 = \omega_H. \end{array} \right. \quad (14)$$

де  $\omega_H$  - номінальна швидкість обертання шнека.

Для числового розв'язку системи (12) за початкових умов (13) або (14) розроблено програму на мові програмування Delphi, проведено числові експерименти з різними наборами даних, побудовано графічні залежності та проаналізовано вплив основних характеристик гвинтового транспортера на величину динамічних навантажень у пружних ланках.

На рис.4 наведені якісні залежності коефіцієнта динамічності від зміни основних параметрів гнучкого конвеєра. Абсолютні величини коефіцієнта динамічності можуть відрізнятися, проте якісна залежність достатньо повно відображається на наведеному графіку.

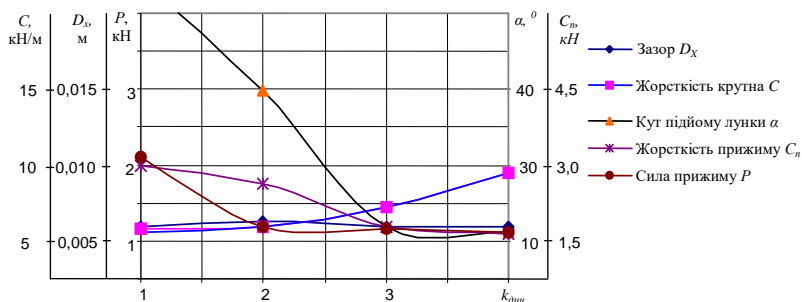


Рис.4. Залежність коефіцієнта динамічності від параметрів динамічної моделі

Експерименти показали такі результати:

- значне збільшення коефіцієнта динамічності спостерігається за малих кутів підйому лунки, що призводить до малого значення статичного моменту і відповідно великого кута повороту у кульковому з'єднанні. Система встигає розігнатися і кулька, досягнувши верхнього положення, ударяється в упор, чим значно збільшується жорсткість і наступає явище ударного збільшення динамічних навантажень, які визначаються, в основному, швидкістю системи в момент удару;

- збільшення крутильної жорсткості системи  $c$  та маси другої ланки  $J_2$  також значно збільшує динамічні навантаження внаслідок описаного вище явища удару, тобто чим жорсткіша і масивніша система, тим більші динамічні навантаження виникають при тій же швидкості удару;

- сила притискання і жорсткість притискної пружини впливають на динамічні навантаження шляхом підвищення максимального статичного моменту, який витримує кулькове з'єднання до початку виходу кульок із лунок. Поки з'єднання не

розкривається, динамічні навантаження суттєво менші, що спостерігається при значних зусиллях притискання та жорсткостях притискної пружини;

- збільшення моменту інерції привода зменшує динамічні навантаження внаслідок більш плавного пуску з меншими прискореннями.

З аналізу математичної моделі можна стверджувати: коефіцієнт динамічності суттєво зростає при наявності ударних навантажень, які настають при досягненні верхнього упору кулькою, що вийшла із лунки. Всі параметри, які не допускають цього явища, суттєво зменшують коефіцієнт динамічності (динамічні навантаження).

#### **Висновки:**

1. Вихід кульок із зачеплення з лунками сприяє зниженню динамічних навантажень за рахунок значного зменшення жорсткості зв'язку між окремими ланками і відповідного зменшення частоти коливань.

2. Параметри шарнірного зачеплення (сила затяжки, жорсткість притискної пружини та кут підйому лунки) повинні забезпечувати передачу статичного моменту без виходу кульок із зачеплення з лунками.

3. Найбільші динамічні навантаження виникають у момент, коли кульки, які вийшли із зачеплення з лунками, досягли максимального верхнього положення. У цей момент відбувається удар і коефіцієнт динамічності може досягти значення 2...4.

4. Збільшення моменту інерції привода та використання двигунів із пониженим пусковим моментом та малою величиною критичного ковзання сприяє зниженню динамічних навантажень за рахунок зменшення кутових прискорень під час розгону і відповідного підвищення часу розгону.

#### **Література**

1. Пат. 25586А Україна МКП7 В65G33/16. Робочий орган гвинтового конвеєра / Гевко Р.Б., Мельник С.М., Гупка Б.В., Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Вітровий А.О., Ткаченко І.Г. - №97105026; Заявл. 14.10.97; Опубл. 30.10.98.

2. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. -Львов: Выща школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. -176 с.

3.Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 4. -Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ. - 1998. - С. 34-36.

УДК 631.356.4

Б.Ф. Пасаман, Ю.Л. Гунько, к.т.н., О.Б. Пасаман,

Луцький державний технічний університет

С.В. Смолінський, к.т.н.

Національний аграрний університет

## ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ БУЛЬБ КАРТОПЛІ ПО ПОВЕРХНІ РОТОРНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА КАРТОПЛЕКОПАЧА

*У статті подано результати теоретичних досліджень руху бульб картоплі по поверхні лопатей роторного робочого органа картоплекопача. Визначено умови відривання бульб від поверхні лопаті ротора.*

**Постановка проблеми.** У зв'язку з тим, вирощування такої важливої сільськогосподарської культури як картопля сьогодні проводиться переважно у невеликих колективних, фермерських та індивідуальних господарствах, що виникає необхідність у використанні малогабаритних, малоенергоємних та простих в експлуатації картоплезбиральних машин. До таких машин слід віднести і розроблений в ЛДТУ роторний картоплекопач. Машина обладнується роторним робочим органом, який виконує знімання викопаного вороху картоплі з кінцевої частини лемеша.

Для забезпечення ефективної роботи роторного робочого органу і визначення його раціональних параметрів необхідно дослідити процес руху бульб картоплі по поверхні лопатей.

**Огляд останніх досліджень і публікацій.** У попередніх теоретичних дослідженнях роботи роторного робочого органу [1, 2] не передбачались умови обертального руху бульб при пересуванні по поверхні лопаті ротора, а також не визначались умови сходження і відриву бульб. Тому в проведених дослідженнях ці питання були розглянуті.

**Мета дослідження.** Встановлення закономірностей руху бульб картоплі по поверхні лопаті під час роботи роторного робочого органу.

**Результати досліджень.** Під час роботи роторного картоплекопача викопаний ворох знімається лопатями, на яких проходить подальша сепарація вороху [1,2].

Для аналізу переміщення бульб по поверхні лопаті роторного робочого органу розглянемо відносний рух картоплини в процесі руху МТА.

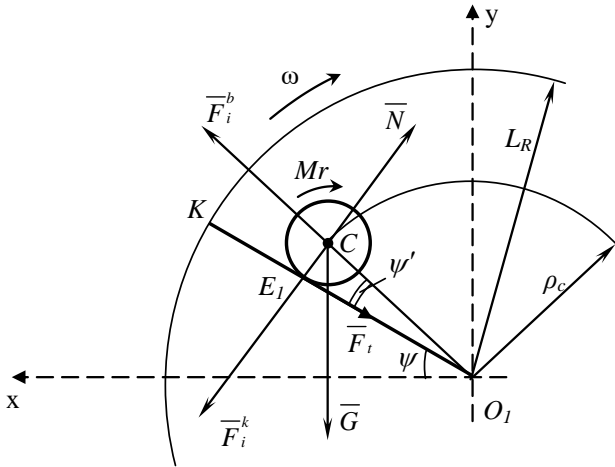


Рис. 1. Еквівалентна схема руху бульби картоплі по поверхні лопаті

Розглянемо відносний рух одиничного тіла по поверхні лопатей ротора. Для цього зобразимо лопать як відрізок  $O_1K$ , який обертається навколо нерухомої осі, що проходить через точку  $O_1$  (рис.1). В певний момент часу положення ротора  $O_1K$  визначається кутовим параметром  $\psi = \psi_0 + \omega t$ , де  $\psi_0$  — початкове положення ротора при  $t=0$ ;  $\omega$  — кутова швидкість обертального руху ротора, яка при сталому русі має постійне значення;  $t$  — інтервал часу.

Довжину лопаті, яка співпадає за величиною із зовнішнім радіусом лопаті, позначимо  $L_R$ . Допустимо, що на поверхні лопаті знаходиться бульба картоплі як тіло у вигляді кулі радіусом  $R_6$  з центром в точці  $C$ . Центр бульби картоплі  $C$  відносно точки  $O_1$ , через яку проходить вісь обертання ротора, задається радіусом  $\rho_c$ . На тіло  $C$  масою  $m$ , що знаходиться на поверхні лопаті ротора діятимуть сили:  $\bar{G}$  - сила тяжіння тіла  $C$ , яке в рухомій системі координат рухається разом з лопатями із кутовою швидкістю  $\omega$ ;  $\bar{N}$  - нормальна реакція поверхні лопаті ротора, направлена по нормалі до траєкторії відносного руху тіла;  $\bar{F}_T$  - сила тертя ковзання бульби картоплі по поверхні лопатей і направлена проти напрямку відносного руху тіла,  $F_T = fN$  ( $f$  - коефіцієнт тертя ковзання картоплі по матеріалу поверхні лопаті і для металеві лопаті коефіцієнт тертя ковзання  $f=0,2...0,3$  [3]);  $\bar{F}_i^s$  - відцентрова сила інерції бульби  $C$  відносно осі обертання  $O_1$ .

$$F_i^s = m\omega^2\rho_c. \quad (1)$$



На тіло  $C$  також діє сила інерції Кориоліса  $\overline{F_i^K}$ , яка направлена по нормалі до траєкторії відносного руху та проти напрямку Кориолісового прискорення

$$F_i^K = 2m\omega V \sin(\omega, V) = 2m\omega V,$$

та момент сили тертя кочення

$$Mr = NR_{\delta} t g v, \quad (2)$$

де  $v$  - кут тертя кочення.

Векторне рівняння руху бульби картоплі по поверхні лопотей матиме такий вигляд

$$m \overline{a} = \overline{G} + \overline{N} + \overline{F_T} + \overline{F_i^g} + \overline{F_i^K}, \quad (3)$$

де  $\overline{a}$  - прискорення руху тіла  $C$  при русі по поверхні лопаті.

Через центр обертання ротора точку  $O_I$  проводимо нерухому систему координат  $O_I x y z$ . Вісь  $O_I z$  співпадає з віссю обертання ротора. Вісь  $O_I x$  направимо горизонтально в бік відносного руху бульб картоплі, а  $O_I y$  – перпендикулярно до  $O_I x$  через точку  $O_I$ .

Рівняння руху бульби картоплі  $C$  по поверхні лопатей у проєкціях на осі нерухомої системи координат запишеться

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= -N \sin \psi - F_T \cos \psi + F_i^K \sin \psi + F_i^g \cos(\overline{F_i^g}, \overline{x}); \\ m\ddot{y} &= -G + N \cos \psi - F_T \sin \psi - F_i^K \cos \psi + F_i^g \cos(\overline{F_i^g}, \overline{y}), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де  $\cos(\overline{F_i^g}, \overline{x})$ ,  $\cos(\overline{F_i^g}, \overline{y})$  – направляючі косинуси, які становлять

$$\cos(\overline{F_i^g}, \overline{x}) = \cos(\psi + \psi') = \cos \psi \cos \psi' - \sin \psi \sin \psi',$$

$$\cos(\overline{F_i^g}, \overline{y}) = \sin(\overline{F_i^g}, \overline{x}) = \sin(\psi + \psi') = \sin \psi \cos \psi' + \cos \psi \sin \psi',$$

тут  $\psi'$  – кут між лопатями і лінією центрів точок  $C$  і  $O$ .

$$\sin \psi' = \frac{R_{\delta}}{\rho_c}, \quad \cos \psi' = \frac{\sqrt{\rho_c^2 - R_{\delta}^2}}{\rho_c}. \quad (5)$$

Тоді

$$\cos(\overline{F_i^g}, \overline{x}) = \cos \psi \cdot \frac{\sqrt{\rho_c^2 - R_{\delta}^2}}{\rho_c} - \sin \psi \frac{R_{\delta}}{\rho_c} = \frac{1}{\rho_c} \cdot \left[ \cos \psi \cdot \sqrt{\rho_c^2 - R_{\delta}^2} - \sin \psi \cdot R_{\delta} \right],$$

$$\cos(\overline{F_i^g}, \overline{y}) = \sin \psi \cdot \frac{\sqrt{\rho_c^2 - R_{\delta}^2}}{\rho_c} + \frac{R_{\delta}}{\rho_c} \cos \psi = \frac{1}{\rho_c} \left[ \sin \psi \cdot \sqrt{\rho_c^2 - R_{\delta}^2} + R_{\delta} \cos \psi \right].$$

З Урахуванням попередніх виразів систему рівнянь руху бульби картоплі по поверхні лопатей запишемо

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= -N \sin \psi - fN \cos \psi + 2m\omega V \sin \psi + m\omega^2 (\cos \psi \sqrt{\rho_c^2 - R_\sigma^2} - \sin \psi R_\sigma), \\ m\ddot{y} &= -mg + N \cos \psi - fN \sin \psi - 2m\omega V \cos \psi + m\omega^2 (\sin \psi \sqrt{\rho_c^2 - R_\sigma^2} + \cos \psi R_\sigma). \end{aligned} \right\} (5)$$

Допустимо, що для усталеного руху проекції прискорення точки С будуть рівні нулю  $\ddot{X} = 0, \ddot{Y} = 0$ . Із врахуванням цього

$$\left. \begin{aligned} -N \sin \psi - fN \cos \psi + 2m\omega V \sin \psi + m\omega^2 (\cos \psi \sqrt{\rho_c^2 - R_\sigma^2} - \sin \psi R_\sigma) &= 0, \\ -mg + N \cos \psi - fN \sin \psi - 2m\omega V \cos \psi + m\omega^2 (\sin \psi \sqrt{\rho_c^2 - R_\sigma^2} + \cos \psi R_\sigma) &= 0. \end{aligned} \right\} (6)$$

Після певних перетворень системи рівнянь отримаємо значення нормальної реакції поверхні

$$N = \frac{mg}{\sin \psi (tg \psi + ctg \psi)} + 2m\omega V - m\omega^2 R_\sigma, \quad (7)$$

за умови, що  $tg \psi + ctg \psi \neq 0$ .

Диференціальне рівняння обертового руху бульби картоплі навколо власної осі має вигляд

$$I_\sigma \ddot{\zeta} = Mr - F_T R_\sigma, \quad (8)$$

де  $I_\sigma$  – момент інерції бульби відносно її центру. Для бульби картоплі кулеподібної форми  $I_\sigma = \frac{2}{3} mR_\sigma^2$  [3];  $\ddot{\zeta}$  – кутове прискорення обертового руху бульби картоплі навколо власної осі. Оскільки  $Mr = NR_\sigma tg \psi$ , то рівняння набуде вигляду

$$\frac{2}{3} mR_\sigma^2 \ddot{\zeta} = NR_\sigma tg \psi - fNR_\sigma. \quad (9)$$

Після перетворень рівняння набуде такого вигляду

$$\ddot{\zeta} = \frac{3}{2} (tg \psi - f) \cdot \left[ \frac{g}{R_\sigma \sin \psi (tg \psi + ctg \psi)} + \frac{2\omega V}{R_\sigma} - \omega^2 \right] \quad (10)$$

або з врахуванням, що  $\psi = \psi_0 + \omega t$

$$\ddot{\zeta} = \frac{3}{2} (tg \psi - f) \cdot \left[ \frac{g}{R_\sigma \sin(\psi_0 + \omega t) (tg(\psi_0 + \omega t) + ctg(\psi_0 + \omega t))} + \frac{2\omega V}{R_\sigma} - \omega^2 \right].$$

Якщо взяти до уваги, що

$$\sin(\psi_0 + \omega t) \cdot (tg(\psi_0 + \omega t) + ctg(\psi_0 + \omega t)) = \frac{1}{\cos(\psi_0 + \omega t)}$$

і  $V = R_\sigma \dot{\zeta}$ , то

$$\ddot{\zeta} = \frac{3}{2} (tg \psi - f) \cdot \left[ \frac{g \cos(\psi_0 + \omega t)}{R_\sigma} + 2\omega \dot{\zeta} - \omega^2 \right] \quad (11)$$

або

$$\ddot{\zeta} = 3\omega (tgv - f) \dot{\zeta} - \frac{3}{2} (tgv - f) \frac{g}{R_6} \cos(\psi_0 + \omega t) + \frac{3}{2} (tgv - f) \omega^2 = 0. \quad (12)$$

Для спрощення розв'язку проведемо такі заміни

$$3\omega(tgv - f) = A_1; \quad \frac{3}{2} (tgv - f) \frac{g}{R_5} = A_2; \quad \frac{3}{2} (tgv - f) \omega^2 = A_3,$$

тоді

$$\ddot{\zeta} - A_1 \dot{\zeta} - A_2 \cos(\psi_0 + \omega t) + A_3 = 0 \quad (13)$$

або

$$\frac{d^2 \zeta}{d\psi^2} - \frac{A_1}{\omega} \cdot \frac{d\zeta}{d\psi} = \frac{A_2}{\omega^2} \cos \psi - \frac{A_3}{\omega^2}. \quad (14)$$

Розв'язок такого диференціального рівняння проведемо числовими методами за допомогою прикладних програм для ПЕОМ (в середовищі MathCAD).

Перед розв'язком диференційного рівняння визначимо умови сходження і відриву картоплини з лопаті. Допустимо, що бульба картоплі в початковий момент часу  $t=0$  знаходиться на відстані  $l_0$  від вільного краю лопаті ротора.

Для уникнення сходження бульби картоплі з ротором необхідно, щоб

$$\zeta R_6 \leq l_0 = L_R - \rho_c(t=0). \quad (15)$$

Для забезпечення напрямку польоту бульби картоплі визначимо умови її відриву від поверхні лопаті. Тому спроектуємо всі сили на нормаль до траєкторії руху

$$N - F_i^k - G \cos \psi + F_i^e \sin \psi' > 0. \quad (16)$$

При відриві  $N=0$ , тому  $m\omega^2 R_6 - mg \cos(\psi_0 + \omega t) - 2 m\omega V > 0$ , або  $\omega^2 R_6 - \omega^2 R_6 - g \cos \psi - 2 m\omega V > 0$ .

Тоді кут відриву  $\psi > \arccos\left(\frac{\omega^2 R_6 - 2\omega \dot{\zeta} R_6}{g}\right)$ , де  $\dot{\zeta} = \frac{d\zeta}{dt}$ .

Розв'язком диференціального рівняння є наступний вираз:

$$\zeta = \frac{\omega t}{2} + \frac{3g(tgv - f) \cdot \sin \frac{\omega t}{2} \left[ \sin\left(\frac{\omega t}{2}\right) - 3(tgv - f) \cdot \cos\left(\frac{\omega t}{2}\right) \right]}{2\omega^2 R_6 \left[ 9 \cdot (tgv - f)^2 + 1 \right]}, \quad (17)$$

де  $tgv$  – тангенс кута тертя кочення;  $f = tg\varphi$  – коефіцієнт тертя ковзання.

Графіки залежності  $\zeta = f(t)$  матимуть вигляд, як на рис.2.

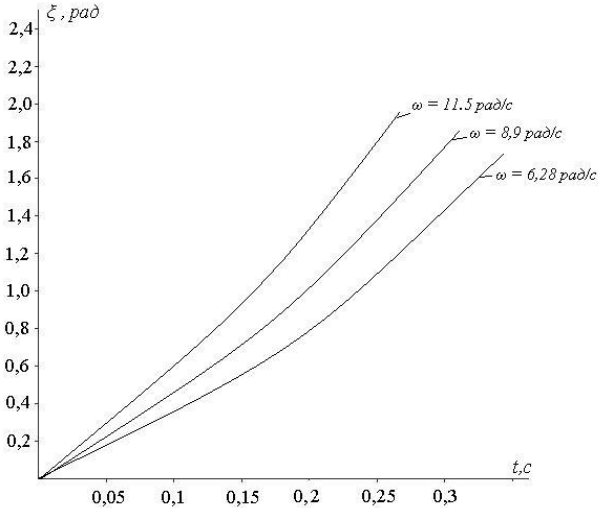


Рис.2. Графік залежності кута  $\xi$  від часу  $t$  перебування бульби на лопаті

**Висновок.** Результати теоретичних досліджень руху бульб по поверхні лопатей роторного робочого органу дозволяють узгоджувати конструктивні і кінематичні параметри робочого органу.

#### Література

1. Пасаман Б.Ф. Результати досліджень роботи картоплекопача в польових умовах // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 10- Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002.-С. 121-124.
2. Шведик М.С., Гунько Ю.Л., Пасаман Б.Ф. Результати теоретичних досліджень процесу передачі порції пласта з лемеша на ротор картоплекопача // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом „Інженерна механіка”). Випуск 8. –Луцьк, 2001. – С.264-269.
3. Петров Г.Д. Картоплеуборочные машини. –М.: Машиностроение, 1984.-320с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф Дідух

## **ОБҐРУНТУВАННЯ МНОЖИНИ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗЕРНОВИХ ЗБИРАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ КОМПЛЕКСІВ**

*Окреслені головні проблеми використання зернозбиральних комбайнів у складі сільськогосподарських підприємств та підприємств технологічного сервісу. Для кожної проблеми означені головні задачі її вирішення. Обґрунтована потреба у дослідженні трьох базових моделей. Означено зміст етапів розв'язання проблем з обґрунтування кількості зернозбиральних комбайнів.*

**Постановка проблеми.** Недостатня кількість зернозбиральних комбайнів унеможливує своєчасне збирання ранніх зернових культур та зумовлює значні втрати вирощеного врожаю. Для обґрунтування потреби в цій техніці слід дослідити роботу збирально-транспортних комплексів. Першочерговим завданням таких досліджень є обґрунтування множини їх моделей [1] як головної підстави об'єктивності. Для цього скористаємося концепцією системотехніки.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Концепція системотехніки передбачає дослідження тієї чи іншої проблеми на основі виокремлення процедур – окреслення проблеми, опис, встановлення критеріїв, ідеалізація, декомпозиція, композиція, розв'язок [1]. Окреслення проблеми означає врахувати все те, що потрібно, та відкинути те, що не треба. Опис передбачає виразити на єдиній мові різномірні за фізичною природою явища та чинники. Встановлення критеріїв – процедура, яка передбачає обґрунтування показників для порівняння альтернатив [1]. Ідеалізація означає спрощення проблеми до допустимої межі. Декомпозиція виконується з метою поділу проблеми на частини (задачі), не втративши властивостей цілого. Спосіб такого поділу має бути обґрунтованим. Композиція означає визначення способу об'єднання частин (задач) в ціле, не втрачаючи властивостей частин. Розв'язок проблеми – завершальний етап концепції системотехніки [1]. Ці процедури розглядаються сумісно, у взаємозв'язку та діалектичній єдності. На відміну від ряду інших прикладних наук, в системотехніці – в певному сенсі - місце теорії займає модель. Вона розробляється на основі емпіричних або передбачуваних даних, котрі здебільшого не є законами або закономірностями. Модель дає змогу “зв'язати” у ціле

багаточисельні процеси та прослідкувати вплив різних умов на ефективність функціонування системи. У багатьох випадках модель дає змогу виявити нові закономірності, котрі не проглядаються під час аналізу відомих закономірностей та початкових даних через їх складність, неспівставність та різноплановість.

Модель перевіряється на адекватність на підставі порівняння контрольних результатів з експериментальними даними. Якщо вони не співпадають, то модель корегують. Спосіб побудови моделі може бути різним. Важливо, щоб вона була адекватна процесу, що моделюється [1].

**Метою статті** є обґрунтування множини моделей для дослідження зернових збирально-транспортних комплексів.

**Результати дослідження.** На етапі виділення проблеми ефективного використання комбайнів, в першу чергу, мусимо з'ясувати, в яких системах вони використовуються. Назагал відомо, що комбайни використовуються у складі сільськогосподарських підприємств (СГП) та підприємств технологічного сервісу (ПТС). Що стосується ПТС, то вони розділяються на машинно-технологічні станції (МТС), які фінансово є незалежними від СГП, та виробничі обслуговуючі кооперативи (ВОК), парк зернозбиральних комбайнів яких формується завдяки коштів декількох СГП. Парк зернозбиральних комбайнів МТС створюється здебільшого на приватній основі. Однак, не виключено, що він може формуватися і за рахунок держбюджету. Таким чином, використання парку зернозбиральних комбайнів слід досліджувати у трьох системах: 1) СГП; 2) ВОК; 3) МТС, створених як на приватній, так і бюджетній основі.

Для кожної зазначеної системи можемо виділити характерні організаційні форми використання комбайнів. Для СГП характерною організаційною формою є внутрігосподарське використання комбайнів у складі тимчасових спеціалізованих загонів. Для МТС головною організаційною формою є централізоване використання комбайнів у різних СГП, що здебільшого працюють на полях автономно від комбайнів СГП. Характерною організаційною формою використання комбайнів у ВОК є їх централізоване міжгосподарське використання.

Використання комбайнів відбувається під впливом комерційних інтересів підприємств. Ці інтереси є для різних підприємств специфічними. Для СГП вони формуються на основі аналізу зернового ринку, обґрунтування обсягів посіву різних зернових культур, узгодження обсягів збирання зернових культур з наявністю власних комбайнів, а також обґрунтування доцільності залучення до

збирального процесу комбайнів ПТС. Інтерес ВОК формується подвійно – інтересами СГП, які їх створюють, та власне інтересом ВОК – максимально заспокоїти комерційні інтереси СГП і, разом з ними, отримати свою частку від загального прибутку. Сьогодні комерційний інтерес МТС полягає в тому, щоб за сезон якомога більше заробити коштів від централізованого збирання зернових, що певним чином дискредитує їх діяльність. Очевидно, що в МТС цей інтерес має бути узгодженим із комерційним інтересом СГП – зібрати вирощений урожай з якомога меншими втратами. Домогтися узгодження цих інтересів потрібно на правовій основі – гарантійних зобов'язань МТС стосовно своєчасності збирання зернових культур на окремих полях СГП за умови завчасного (за декілька тижнів) інформування МТС про терміни досягання зернових на полях СГП.

Потреба заспокоєння комерційних інтересів зумовлює пошук ефективних умов виконання зернозбиральних процесів. Власне ці умови характеризуються, в першу чергу, функціональною структурою та інфраструктурою системи збирання, а також організаційними методами виконання збирального процесу. З огляду на об'єкт дослідження (зернозбиральний комплекс) проблемою є встановлення відповідності параметрів зернозбирального комплексу та його сезонної виробничої програми. Вона є характерною для всіх підприємств (табл.). Окрім того, проблемою для СГП та ВОК є визначення обсягу площі ранніх зернових для централізованого збирання комбайнами МТС. Для МТС слід виділити такі ще проблеми, як обґрунтування оптимальної віддалі територіального переміщення комбайнів по адміністративних районах, що відрізняються термінами досягання ранніх зернових культур, а також обґрунтування числа комбайнів, для яких доцільно створювати компенсуючу ланку інтенсивного збирання ранніх зернових культур на основі обчислення [2].

Для опису проблеми слід, у першу чергу, окреслити явища і факти, які об'єктивно існують у процесі збирання ранніх зернових. Відносно проблеми узгодження параметрів комбайнового парку та характеристик сезонної виробничої програми можна виокремити такі явища та факти: 1) швидкість руху комбайна у загинці залежить від його параметрів (пропускної здатності), характеристик хлібостою та ухилу поля; 2) можливість комбайнового збирання достиглих ранніх зернових культур на заданому полі в той чи інший момент календарного часу є кліматично зумовленою; 3) терміни досягання ранніх зернових на окремих полях того чи іншого СГП не співпадають; 4) площа, конфігурація та рельєф полів під ранніми зерновими культурами є неоднаковими; 5) тривалість безперервної роботи

комбайнерів та шоферів є обмеженою; 6) урожайність, солонистість, забур'яненість та полеглість ранніх зернових на різних полях є неоднаковими; 7) віддаль між полями під ранніми зерновими та токами СГП є неоднаковою; 8) кліматичні умови збиральних сезонів тієї чи іншої природнокліматичної зони є мінливими; 9) тривалість відвезення зерна від комбайнів до току зумовлюється станом доріг, віддалю до току, а також дією випадкових чинників; 10) простоти у робочий час комбайна на полі зумовлюються як випадковими, так і детермінованими чинниками тощо.

З метою розв'язання проблеми визначення в тому чи іншому СГП обсягу площі ранніх зернових для їх централізованого збирання комбайнами МТС слід враховувати явище нерівномірності досягання цих культур на його полях, а також факт нестабільності добової продуктивності комбайнів.

Таблиця. Рівні розв'язування та зміст головних проблем ефективного збирання ранніх зернових

Рівень розв'язання	Зміст головних проблем
СГП, ВОК	1. Узгодження параметрів комбайнового парку та характеристик сезонної виробничої програми збирання ранніх зернових. 2. Визначення обсягу площі ранніх зернових культур для централізованого збирання комбайнами МТС
МТС	1. Узгодження параметрів комбайнового парку для централізованого збирання ранніх зернових культур у заданому адміністративному районі (області) та характеристик сезонної виробничої програми. 2. Обґрунтування оптимальної віддалі територіального переміщення комбайнів МТС по адміністративних районах, що відрізняються термінами досягання ранніх зернових культур. 3. Обґрунтування числа комбайнів МТС, для яких доцільно створювати компенсувальну ланку інтенсивного збирання ранніх зернових культур обчислюванням

Окрім зазначених явищ та фактів, під час дослідження проблеми територіального переміщення комбайнів МТС по адміністративних районах враховується той факт, що терміни



достигання ранніх зернових культур у різних природнокліматичних зонах України є неоднаковими.

З метою вирішення проблеми визначення числа комбайнів МТС, для яких доцільно створювати компенсувальну ланку, слід враховувати всі зазначені факти та явища, а також те, що збільшення інтенсивності збирання зернових на основі обчислюючих жниварок створює проблему не лише у потребі подрібнення соломи, що залишається на полі після збирання, але й у додаткових транспортних засобах для відвезення зерна від комбайнів, обладнаних обчислюючими жниварками. Іншими словами, збільшення інтенсивності збирання зернових культур вимагає додаткових капітальних вкладень.

Що стосується визначення критеріїв для оцінення збиральних процесів, то вони загалом відомі [3]. Зокрема, в першу чергу визначається такий фізичний показник збирання, як обсяг своєчасно та несвоечасно зібраних площ [4]. Несвоечасне збирання зернових культур зумовлює втрати вирощеного врожаю, які виражаються в натуральних та вартісних показниках. Зведені витрати коштів (зокрема, питомі зведені витрати) враховують втрати врожаю через несвоечасність збирання, поточні витрати на паливо-мастильні матеріали, ремонт, технічне обслуговування та оплату праці виконавців, а також вартісне оцінення уречевленої в комбайнах праці, енергії та матеріалів. Зведені витрати коштів слід визнати характеристичним критерієм, на основі якого здійснюється порівняння альтернатив.

Для системного вирішення зазначених проблем не можна залишити поза увагою питання ідеалізації окремих явищ та обґрунтування критеріїв. У контексті цих процедур зазначимо, що в роботі ідеалізуються від факту залежності витрат часу на переїзд комбайнів між полями сезонної виробничої програми, а також можливих їх простоїв у робочий час з технічних причин. Окрім того, ідеалізуються простої комбайна через непогоду – в один і той же момент часу через непогоду зупиняються всі комбайни, що працюють на різних полях того чи іншого СГП. Тобто вважається, що кліматичні умови в певний момент часу для всіх полів з достиглим врожаєм даного СГП є однаковими.

Розглядаючи декомпозицію окремих проблем ефективного використання зернозбиральних комбайнів, можемо зауважити, що кожна з них органічно складається з декількох автономних задач. Зокрема, стосовно узгодження параметрів комбайнового парку того чи іншого СГП (ВОК) із сезонною виробничою програмою збирання слід розглядати щонайменше три автономні задачі: 1) визначення для

заданих кліматичних та природно-виробничих умов, а також сезонної виробничої програми збирання ранніх зернових культур оптимальної структури та потрібної кількості комбайнів; 2) визначення оптимальної структури та потрібної кількості автомобілів для відвезення зерна від комбайнів; 3) визначення для заданих параметрів парку зернозбиральних комбайнів СГП (ВОК) оптимальної програми.

Що стосується проблеми визначення для того чи іншого СГП (ВОК) доцільності та обсягу площі ранніх зернових культур для централізованого їх збирання МТС, то в ній можна виокремити такі задачі: 1) визначення для заданого комбайнового парку СГП (ВОК) оптимальної сезонної програми збирання ранніх зернових культур; 2) власне обґрунтування обсягу площі та окремих полів під зерновими культурами для централізованого збирання.

Аналізуючи проблеми МТС, можемо для першої з них виділити такі задачі: 1) визначення оптимальної сезонної програми централізованого збирання ранніх зернових культур для комбайна заданої пропускної здатності; 2) визначення потреби в автомобілях для відвезення зерна від комбайна; 3) визначення для заданого комбайнового парку МТС оптимальної сезонної виробничої програми централізованого збирання ранніх зернових культур в заданому регіоні. Для проблеми обґрунтування оптимальної віддалі територіального переміщення комбайнів МТС по адміністративних регіонах природнокліматичних зон, що відрізняються термінами досягання ранніх зернових культур, виділяють такі задачі: 1) визначення різниці в термінах досягання ранніх зернових культур у заданих природнокліматичних зонах держави; 2) визначення залежності ймовірності потреби одночасного збирання ранніх зернових культур у заданих двох природнокліматичних зонах держави від віддалі між ними; 3) оптимізація віддалі територіального переміщення комбайнів.

Для проблеми обґрунтування кількості комбайнів МТС, за якої доцільно створювати компенсуючу ланку, вирішуються такі задачі: 1) обґрунтовується залежність втрат вирощеного врожаю ранніх зернових культур у регіоні через несвоєчасність їх централізованого збирання за оптимальної сезонної виробничої програми комбайнового комплексу МТС від кількості комбайнів; 2) оптимізується кількість комбайнів МТС, за якої доцільно створювати компенсуючу ланку.

Композиція розв'язків зазначених складових задач головних проблем ефективного використання комбайнів як для умов внутрігосподарської, так і міжгосподарської та централізованої організаційних форм уможливує розв'язання зазначених проблем.

Для узгодження відповідності параметрів комбайнового парку того чи іншого підприємства (організації) та сезонної виробничої програми першочерговим завданням є встановлення годинної продуктивності ( $W_{r\gamma}^z$ )  $r$ -ї марки (пропускної здатності) комбайна на  $\gamma$ -у полі. Нами доведено [5], що вона залежить від багатьох груп чинників, головними з яких є – технологічні ( $T_l$ ), технічні ( $T_r$ ), організаційні ( $O$ ), природно-виробничі ( $B$ ), кліматичні ( $Kl$ ):

$$W_{r\gamma}^z = f^I(T_l, T_r, B, Kl, O). \quad (1)$$

В основі розкриття цієї залежності лежить метод системотехніки, який базується на тому, що дослідження системи “комбайн-поле” досягається завдяки її моделюванню [6].

Аналіз різних методів моделювання переконує, що досліджувати систему “комбайн-поле” слід за допомогою статистичного імітаційного моделювання. Зумовлено це, в першу чергу, стохастичністю тривалості подій, з яких складається цей процес, зокрема, руху комбайна в загінці, його розвороту в кінці гону, заповнення та вивантаження бункера тощо.

Добова продуктивність комбайна ( $W_{r\gamma}^o$ ) зумовлюється його годинною продуктивністю та кліматично-допустимою тривалістю ( $t_{p\partial}$ ) робочого часу доби, а також простоями ( $t_n$ ) комбайна з різних причин:

$$W_{r\gamma}^o = f^{II}\left(W_{r\gamma}^z, t_{p\partial}, t_n\right). \quad (2)$$

Для з'ясування цієї продуктивності слід знайти  $t_{p\partial}$  та  $t_n$ . Тривалість  $t_{p\partial}$  є величиною випадковою і зумовлюється особливостями кліматичних умов тієї чи іншої доби. Ці умови впливають на вологість хлібної маси (хлібостою) і певним чином зумовлюють значення годинної продуктивності. З огляду на це, у моделі добової продуктивності  $W_{r\gamma}^o$  розглядаються причинно-наслідкові зв'язки:

$$W_{r\gamma}^z = f^{III}(t_{p\partial}), \quad (3)$$

$$W_{r\gamma}^o = f^{IV}(t_{p\partial}). \quad (4)$$

Тривалість простоїв комбайна ( $t_n$ ) через відсутність автомобілів залежить від їх кількості. Потрібна кількість автомобілів для обслуговування одного комбайна визначається на основі статистичного імітаційного моделювання системи “поле-комбайн-автомобілі”. У цьому разі з'ясовується вплив кількості автомобілів  $N_a^{r\gamma}$  на продуктивність  $W_{r\gamma}^o$  та оптимізується елементарний збирально-

транспортний комплекс “поле-комбайн-автомобілі”, а також визначається його добова продуктивність як імовірна величина.

Розглянута задача оптимізації елементарної системи “поле-комбайн-автомобілі” та дві статистичні імітаційні моделі для визначення годинної та добової продуктивності комбайна є основою для узгодження параметрів системи “сезонна програма – парк комбайнів – парк автомобілів” (ПКА) як для СГП та ВОК, так і для МТС. Однак, з огляду на особливості перебігу їх збирально-транспортних процесів, параметри цієї системи для згадуваних підприємств обґрунтовуються по-різному. Розглянемо особливості функціонування системи ПКА для цих підприємств. Перш за все зазначимо, що вони зумовлюються компактністю полів із зерновими для СГП і ВОК, та навпаки, значним територіальним розосередженням їх для МТС. Територіальна близькість полів із досяглими зерновими є підставою для ідеалізації дії кліматичного чинника на перебіг збирального процесу – якщо кліматичні умови тієї чи іншої доби унеможливають збирання ранніх зернових на заданому полі, то вони, аналогічно, не дають змоги збирати зернові і на інших полях сезонної програми комбайна СГП чи ВОК.

Територіальне розосередження полів із досяглими зерновими культурами, що є характерним для виробничої програми МТС, не дає змоги взяти для моделі аналогічну ідеалізацію явища впливу кліматичних умов на перебіг збирального процесу. Окрім того, воно зумовлює збільшення розкиду на календарній вісі часу терміну досягання тієї чи іншої зернової культури на окремих полях. З огляду на цю особливість, потрібний комбайновий парк визначається на основі різних моделей – одних для СГП та ВОК, інших - для МТС.

Потрібний парк комбайнів для СГП та ВОК обґрунтовується за декілька етапів: 1) для заданої структури сезонної програми СГП (ВОК), визначається оптимальна сезонна площа ( $S_r^{opt}$ ) збирання ранніх зернових комбайном  $r$ -ї марки; 2) виконується аналіз питомих сукупних витрат ( $B_r$ ) на збирання зернових  $r$ -м комбайном за оптимальної площі та визначається марка комбайна, за якої  $B_r \rightarrow \min$ ; 3) визначається потреба СГП в комбайнах, що забезпечують мінімальне значення питомих сукупних витрат  $B_r$ ; 4) моделюється збиральний процес СГП за умови використання цих комбайнів та визначаються сукупні витрати на збирання ( $\sum B_r$ ); 5) аналізуються можливі варіанти покращення структури комбайнового парку та обґрунтовується скінченна множина вдосконалених його варіантів; 6) виконується моделювання процесу збирання зернових культур

комбайновим парком для різних його варіантів; 7) на основі оцінювання сукупних витрат коштів на збирання зернових ( $\sum B_z$ ) для  $z$ -о варіанту структури парку та їх порівняння між собою визначають найкращий (оптимальний) варіант комбайнового парку СГП (ВОК).

Для оптимального варіанту комбайнового парку СГП (ВОК) існує ризик того, що певна площа ранніх зернових культур не буде зібрана ним своєчасно (якби його не існувало, комбайновий парк не можна було б оптимізувати). Цю площу, а також можливо й іншу СГП (ВОК) повинно планувати для централізованого комбайнового збирання МТС.

Для визначення потрібного комбайнового парку МТС, перш за все, оцінюють сезонну програму  $П_s$  для централізованого збирання ранніх зернових. Ця програма в тому чи іншому адміністративному районі (області) складається із сукупності полів під зерновими культурами окремих СГП (ВОК), які планують збирати централізовано. Вона характеризується: 1) загальною площею ( $S_c$ ); 2) числом зернових культур ( $n_k$ ); 3) часткою кожної з них у загальній площі ( $p_k$ ). Окрім цього, важливими характеристиками сезонної програми є також площі полів під окремими зерновими культурами ( $S_{jk}$ ), а також терміни досягання зернових на окремих полях ( $t^0_{jk}$ ).

Знаючи характеристики сезонної програми централізованого збирання ранніх зернових в адміністративному районі (області), потребу в зернозбиральних комбайнах визначають в такій послідовності: 1) сезонну програму ділять на складові за критерієм довжини гону та ухилом полів, а також урожайності культур; 2) визначається оптимальна сезонна площа ( $S_{rjk}^{opt}$ ) збирання ранніх зернових комбайном  $r$ -ї марки за умови використання його на  $\gamma$ -х полях з  $k$ -ю культурою; 3) за умови зміни  $\gamma$ -х полів та  $k$ -х культур для комбайна  $r$ -ї марки визначається множина оптимальних програм ( $\{S_{rjk}^{opt}\}$ ) та відповідно множина питомих сукупних витрат ( $\{B_{rjk}\}$ ) на збирання; 4) на основі порівняння цих витрат формують ранжовану їх множину ( $\{B^p_{rjk}\}$ ); 5) аналогічні дослідження виконують для множини марок комбайнів -  $\{r\}$ ; 6) для кожної марки комбайнів порівнюють ранжовані множини  $\{B^p_{rjk}\}$  між собою та визначають умови ( $\gamma k_r$ ), за яких комбайн  $r$ -ї марки є кращим від інших; 7) формують ранжований ряд умов  $\{\gamma k_r\}$ , за яких комбайн  $r$ -ї марки має перевагу над іншими; 8) для кожної складової цього ряду визначають площу під зерновими -  $\{S_{rjk}\}$ ; 9) потребу в комбайнах  $r$ -ї марки для централізованого збирання зернових визначають із співвідношення -  $N_r = S_{rjk} / S_{rjk}^{opt}$ .

Оптимальна сезонна площа для одного комбайна  $r$ -ї марки як для СГП та ВОК, так і для МТС визначається на основі відповідних

статистичних імітаційних моделей. Статистичну імітаційну модель використовують також і для моделювання роботи комбайнового парку СГП (ВОК). На основі цього визначаються оптимальні параметри парку та оптимальна площа СГП (ВОК) для централізованого збирання ранніх зернових культур.

Збільшити сезонне навантаження на комбайни і, таким чином, підвищити ефективність їх використання можна в умовах України завдяки збиранню упродовж одного сезону ранніх зернових у декількох природно-кліматичних зонах, що відрізняються термінами досягання цих культур, на основі територіального переміщення комбайнів МТС. А тому, у контексті формування комбайнового парку МТС, важливою задачею є визначення оптимальної віддалі територіального переміщення комбайнів з однієї природно-кліматичної зони в іншу. Зі збільшенням цієї віддалі зростає ймовірність своєчасного виконання зернозбирального процесу в кожній окремій зоні [7]. Однак, у цьому разі збільшуються транспортні витрати на передислокацію комбайнів МТС. Фізичні показники централізованого збирання ранніх зернових культур у двох (або й більше) природно-кліматичних зонах України, що розташовані на певній віддалі між собою, визначаються на основі статистичного імітаційного моделювання збирального процесу одним (або групою) комбайном у цих зонах. У цьому разі в моделі відображають не лише різницю в термінах досягання ранніх зернових, що є характерною для цих зон, але й враховують природно-виробничі та кліматичні їх особливості.

З метою зменшення ризику втрат від несвоечасного збирання ранніх зернових культур КК МТС у його структурі передбачають компенсвальну ланку, яка унеможливує інтенсивне збирання ранніх зернових культур методом обчисування [2]. Ця ланка складається із обчисуючої жнивarki, додаткового автомобіля для відвезення зерна, а також машинно-тракторного агрегату для подрібнення соломи, що залишається на полі після обчисування колосків.

Така ланка формується не на весь збиральний сезон, а лише на певну його частину – коли МТС не встигає збирати зернові культури способом прямого комбайнування. Формується така ланка для певного числа комбайнів МТС. Обґрунтування числа комбайнів МТС, для яких доцільно створити компенсвальну ланку інтенсивного збирання ранніх зернових культур обчисуванням здійснюється на основі статистичного імітаційного моделювання централізованого збирання ранніх зернових культур групою комбайнів з визначеними (оптимальними) характеристиками сезонної програми для заданого адміністративного району (області). Компенсвальна ланка буде

ефективною за умови, якщо очікувана вартісна оцінка втрат урожаю через несвоєчасність збирання ранніх зернових культур на окремих полях комбайнами МТС не буде меншою за зведені витрати коштів на створення та функціонування цієї ланки.

Таким чином, використання концепції системотехніки дає змогу виділити для СГП та ВОК дві та для МТС три характерні проблеми ефективного використання комбайнів.

**Висновки:** 1. Використання концепції системотехніки як науково-методичної основи обґрунтування ефективних зернозбирально-транспортних комплексів дало змогу виділити для СГП та ВОК – дві та для МТС – три головні проблеми. 2. Розв'язання кожної з головних проблем можливе за умови вирішення низки часткових задач, зокрема, для двох проблем СГП та ВОК існує п'ять головних задач їх вирішення, а для трьох проблем МТС – вісім. 3. Розв'язання кожної із задач вимагає розроблення таких головних моделей: „комбайн – поле”; „поле – комбайн – автомобілі”; „сезонна програма – парк комбайнів – парк автомобілів”. 4. Потрібний комбайновий парк СГП та ВОК обґрунтовується за сім етапів. 5. Потребу регіону в зернозбиральних комбайнах для централізованого збирання ранніх зернових визначають за дев'ять етапів. 6. Подальші дослідження мають бути скеровані на моделювання збиральних процесів.

#### Література

1. Дружинин В.А., Конторов Д.С. Системотехника. – М.: Радио и связь, 1985. – 200 с.
2. Сенчук С.Р. Метод обґрунтування компенсувальної ланки комбайнового комплексу за централізованого збирання зернових культур // Праці ТДАТА: наукове фахове видання; Вип. 22. – Мелітополь, 2004. – С. 124-130.
3. Киртбая Ю.К. Основы теории использования машин в сельском хозяйстве. – К.; М.: Машгиз, 1957. – 278с.
4. Ціп Є.І. Сезонна програма комбайна і ризик у процесі централізованого збирання ранніх зернових: Автореф. дис...канд. техн. наук. – Львів: Львів. ДАУ. - 2002. – 18 с.

*Рецензент д.т.н., проф., О.В. Сидорчук*

О.В. Сидорчук, д.т.н., В.С. Спічак, А.В. Татомир, П.М. Луб  
Львівський державний аграрний університет,  
А.В. Бурилко  
Міністерство аграрної політики

## **АНАЛІЗ ЧИННИХ НАУКОВО-МЕТОДИЧНИХ ЗАСАД ВИЗНАЧЕННЯ ПОТРЕБИ В ТЕХНІЦІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ**

*Проаналізовані друковані праці стосовно обґрунтування потреби в техніці сільськогосподарських підприємств, методи вирішення задач у цій галузі та їх взаємозв'язок. Обґрунтовано потребу в подальшому розвитку науково-методичних засад визначення потреби в техніці.*

**Постановка проблеми.** Одним із найважливіших завдань механізації сільського господарства є обґрунтування забезпечення аграрних підприємств технікою. Повне його розв'язання є дуже складним і методика отримання розв'язку значною мірою залежить від того, господарства якої природнокліматичної зони розглядаються.

У зв'язку із реформуванням агропромислового комплексу змінилися й форми господарювання, а відповідно – й критерії оцінки ефективності діяльності підприємств. Виходячи з цього, існує проблема обґрунтування потреби в техніці для сільськогосподарських підприємств.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналізуючи останні публікації та наукові праці, можна стверджувати, що питаннями вибору техніки сільськогосподарських підприємств займалась велика кількість відомих вчених у галузі механізації сільського господарства, зокрема Б.С. Свірщевський, Ю.К. Кіртбая, А.А. Зангієв, Р.Ш. Хабатов, Л.В. Погорілий, Е.І. Липкович, В.Г. Єнікеев, В.Д. Саклаков, Е.А. Фінн та інші. У працях цих авторів викладено основні ідеї щодо розв'язку основних задач у цьому напрямку.

**Мета дослідження.** Метою статті є виокремлення задач стосовно обґрунтування потреби сільськогосподарських підприємств у техніці та визначення взаємозв'язків між ними.

**Результати дослідження.** Найпростіший аналітичний розв'язок задачі підбору тракторів і сільськогосподарських машин для визначених об'єктів виробництва різних культур базується на побудові графіків машиновикористання. Розрахунок необхідної кількості



агрегатів для виконання кожної операції проводяться за формулою [16]

$$n \geq \frac{S}{W \cdot t \cdot D},$$

де  $S$  – обсяг робіт (площа), га;  $W$  – годинна продуктивність агрегату, га/год;  $t$  – тривалість роботи в добу, год;  $D$  – допустима тривалість виконання операції, діб.

Тоді необхідна господарству кількість тракторів визначається шляхом побудови графіку машиновикористання, для вирівнювання якого пропонується [11] змінювати послідовність окремих робіт і кількості агрегатів, що виділяються на дану роботу в певні періоди часу.

Однак такі елементарні методи виходили з певних допущень, зокрема детермінованості системи, певної “допустимої” тривалості виконання окремих операцій. Більш досконалі методи в основному передбачають визначення характеристик ефективності машинно-тракторного парку та оптимізації складу техніки на підставі відшукування їх екстремуму.

Основні задачі щодо визначення потреби в техніці були сформульовані в праці [18]. Класифікація розглянутих робіт в галузі обґрунтування параметрів машинно-тракторного парку господарств наведена в таблиці.

Як видно з таблиці, всі задачі обґрунтування машинно-тракторного парку розв’язані з окремими недоліками; разом з тим у цих працях створено значну теоретичну базу для подальшого вдосконалення методів визначення потреби в техніці.

Загальна постановка задачі оптимізації агрегатів дана Ю.К. Кіртбая [10]. Йдеться про визначення оптимального складу агрегату для кожного виду операцій та умов їх виконання. В праці [19] запропоновано враховувати стохастичність основних чинників. Окремими авторами розглядається зміна швидкості агрегатів, спричинена рельєфом конкретного поля. Викладено підходи, що дозволяють розробити імітаційну модель виконання операцій.

Дані моделі можуть служити адекватним інструментом дослідження за допущення, що розглядувані системи є простими замкнутими системами. Використання детермінованих аналітичних методів є достатньо зручним, якщо необхідно отримати орієнтовні результати, котрі не потребують значної точності, а тому можуть служити для інженерних розрахунків. При побудові більш складних моделей, де оптимізація агрегатів є попередньою задачею для подальшого моделювання, точність запропонованих методів є недостатньою.

Оптимізація підбору машин для виконання послідовних операцій передбачає, що для кожної операції є визначене значення площі вирощування культури, оптимальне в тому сенсі, що за цієї площі досягається найбільш повне завантаження всіх машин комплексу. В кінцевому випадку ця задача зводиться до розрахунку парку машин за умови вирощування монокультури. Методи вирішення цієї задачі дозволяють вирішувати лише питання визначення локальної ефективності наборів машин для вирощування лише однієї культури, і не можуть бути використані для опису сільськогосподарського підприємства як цілісної системи.

Задачі оптимізації складу та використання груп взаємодіючих машин передбачають узгодження роботи основних і допоміжних агрегатів під час виконання технологічних операцій. Найбільш прийнятними для їх дослідження є імітаційні моделі. Запропоновані методи можуть адекватно відтворювати процеси за умови врахування стохастичності.

Визначення оптимального парку машин проводиться на підставі оцінки ефективності функціонування певних його варіантів. Основним підходом до вирішення задачі вибору оптимального машинно-тракторного парку в ряду авторів є лінійне програмування. Крім того, отримали розвиток моделі, де враховується залежність виходу продукції від своєчасності виконання робіт, а також коливання термінів виконання робіт, продуктивності та інших показників використання машин в залежності від погодних умов.

У праці [1] розглянуто окремі методичні питання оптимізації плану використання наявного парку, котрі дають основу для постановки та розробки алгоритмів вирішення задач оперативного управління використанням машинно-тракторного парку.

Розробка підходів до створення наборів машин до тракторів дозволяє значно підвищити продуктивність праці на основних роботах. Ця задача полягає в тому, що для певного типу тракторів у відповідних природно-кліматичних зонах потрібно визначити оптимальний набір машин з певними характеристиками, для досягнення максимальної ефективності виконання операцій.

Задача оптимізації системи машин для комплексної механізації рослинництва розглядалась як задача сумісної оптимізації типуажу та кількості машин для галузі в розрізі природнокліматичних зон, причому запропоновано її вирішення на основі розширеної задачі вибору оптимального машинно-тракторного парку окремого підприємства. Для побудови таких моделей, зокрема і за використання попередньо розроблених методів оптимізації парку машин,

використано детерміновані методи, а отже, отримані на їх основі результати можуть слугувати лише орієнтовними оцінками системи.

Таблиця. Класифікація праць стосовно методів розв'язку задач щодо визначення потреби в техніці

Перелік задач щодо визначення потреби в техніці	Використовувані методи								Головні недоліки		
	Математичний аналіз	Математичне програмування		Статистичні методи	Теорія масового обслуговування	Системний аналіз	Імітаційне моделювання			Евристичні методи	Метод нормативних показників
		Лінійне	Нелінійне				Детерміноване	Статистичне			
1. Оптимізація агрегатів	[8]			[1; 19]		[10]	[15]				Не створено закінченої імітаційної моделі
2. Оптимальний підбір машин для виконання послідовних операцій	[3]										Не розроблено методики вибору оптимального комплексу машин
3. Оптимізація складу і використання груп взаємодіючих машин							[20]	[20]			Розглянуто тільки один спосіб виконання і організації робіт
4. Визначення оптимального парку машин		[2; 5; 19]	[6]	[9]			[17]	[7]	[4]	[13]	Не враховується технологічний ризик
5. Оптимізація наборів машин до тракторів	[14]										Відсутність завершених методів аналізу систем
6. Оптимізація системи машин для комплексної механізації рослинництва					[12]						Не враховується технологічний ризик

Задачі 1-3 є попередніми стосовно визначення оптимального парку машин, і їх розв'язок є передумовою створення більш складних моделей. Задачі 5 та 6 розглядаються як наслідкові попередньої, але їх розв'язок може служити для вирішення задачі 4 в наступному наближенні. Схема взаємозв'язку між даними задачами наведена на рис.

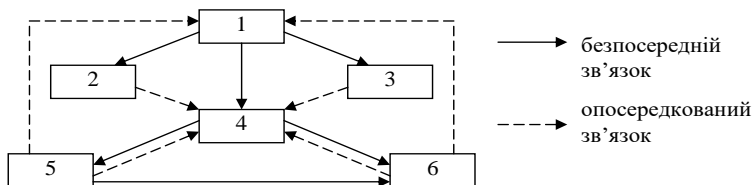


Рис. Схема взаємозв'язків між задачами визначення потреби в техніці

Як видно із рисунка, дані задачі тісно взаємопов'язані, точність розв'язку кожної з них залежить від розв'язку інших.

Найбільш загальний підхід був здійснений Е.А. Фінном у праці [18]. Зокрема, він розробив метод обґрунтування оптимального парку машин, розглянув задачі оптимального використання наявного парку машин, оптимізацію типуажу машин на перспективу та задачі планування поставок техніки. Однак автор розглядає сільськогосподарські підприємства з точки зору планової економіки, не враховуючи фінансового стану окремих господарств. Як основний метод дослідження Е.А. Фінн використовує імітаційне моделювання. Крім того, для побудови часткових підмоделей використовується лінійне програмування.

Можна відмітити, що використаний автором системний підхід, будучи у суті своїй правильним, не може автоматично бути застосованим для обґрунтування потреби в техніці сучасних сільськогосподарських формувань, оскільки зміни умов, прийнятих автором при побудові моделей, суттєво позначились на зміні критеріїв ефективності.

Окрім перелічених задач, що широко описані в літературі, існує, на наш погляд, іще декілька, які прямо впливають із попередніх, а саме задачі обґрунтування раціонального використання техніки при централізованому обслуговуванні сільськогосподарських виробників та визначення оптимального парку машин за використання адаптивних технологій рослинництва. Їх можна виділити в окремий клас, оскільки розв'язування цих задач потребує іншого підходу, врахування певної специфіки.

Перша з них складається із трьох підзадач: визначення кількості техніки, що вирішувалися здебільшого детермінованими

методами, визначення структури парку, що так і є невирішеною, принаймні вітчизняними авторами; обґрунтування сезонної програми для машинних агрегатів за централізованого їх використання. У цьому напрямі зроблено певні спроби, зокрема у праці [21] для обґрунтування сезонної програми комбайнів для централізованого збирання ранніх зернових автор використав статистичне імітаційне моделювання.

Щодо визначення оптимального парку машин за використання адаптивних технологій вирощування культур, то задача ставиться таким чином: потрібно визначити ефективність різних варіантів набору машин для вирощування певних культур за умови використання різних технологій залежно від умов конкретного року. На сьогодні роботи з цього питання відсутні.

**Висновки:** На даний час, у зв'язку із глобальними змінами в аграрному секторі, питання визначення потреби в техніці знову набуло актуальності. Проблема вибору техніки для сільськогосподарських підприємств складається із ряду взаємопов'язаних задач, які потрібно розглядати в системній єдності. Назагал дана система задач стосовно визначення потреби в техніці відноситься до задач, які потрібно розв'язувати постійно, оскільки з часом змінюються не лише кількісні, але і якісні характеристики початкових умов, а побудова достатньо гнучкої моделі, що могла б враховувати такі зміни на даний час не видається можливою.

#### Література

1. Арабов И.А. Рациональные методы распределения машинно-тракторных агрегатов на сельскохозяйственных работах. – Механ. и электриф. соц. с. х-ва. – 1957. – № 1.
2. Диденко Н.К. Основы комплектирования машинно-тракторного парка колхозов и совхозов Полесья УССР: Автореф. дис... докт. техн. нау. – Київ: Укр. с.-г. акад. – 1971. – 35 с.
3. Диденко Н.К., Гречкосей В.Д., Мельник И.И. Обоснование состава комплексов машин для растениеводства // Механиз. и электриф. с. х-ва. – 1980. – № 9. – С. 4-5.
4. Докин Б.Д. Обоснование системы машин с точки зрения системного подхода // Научн.-техн. бюл. СибИМЭ. – 1978. – №1. – С. 3-7.
5. Еникеев В.Г., Кисилева А.А. Оптимизация структуры МТП с учетом критериальных оценок // Зап. / ЛСХИ. –Л., 1973. – Т. 235. – С. 130-135.
6. Еникеев В.Г., Энштейн Д.Б., Иоффе И.В. и др. Экономико-математическая модель и математическое обеспечение системы расчетов средств технической оснащённости сельского хозяйства // Научн. тр. / ЛСХИ – 1978. – Т. 357. – С. 3-6.

7. Жак С.В., Шатуновский Г.М., Чистяков И.Д. Выбор оптимальной структуры парка сельскохозяйственных машин в условиях неопределенности // Экон. и мат. методы. – 1974. – № 11. – С. 3-5.
8. Зангиев А.А. К вопросу оптимизации параметров МТА // Сб. научн. тр. /МИИСП. – 1975, т. 12, вып. 2. – С. 112-118.
9. Кашин В.Г., Иващенко Н.П. Прогнозирование структуры МТП // Механиз. и электриф. с. х-ва. – 1983. – № 10. – С. 37-39.
10. Киртбая Ю.К. Элементы теории оптимальных параметров мобильных с.-х. агрегатов // Тракторы и сельхозмашины. – 1966. – № 12. – С. 19-22.
11. Киртбая Ю.К. Основы теории использования машин в сельском хозяйстве. – М., К: Машгиз. – 1959. – 276 с.
12. Липкович Э.И. Аналитические основы системы машин. – Ростов-на-Д.: Кн. изд-во, 1983. – 110 с.
13. Любимцев А.Г. Методы расчета потребности и планирование сельскохозяйственной техники с применением масштабных нормативов // Научн. тр. СибИМЭ. – Новосибирск, 1975. – Вып. 2, ч. 2. – С. 32-41.
14. Орлов Н.М., Папернов Ю.Д., Сверличенко О.М. Определение наборов с.-х. машин к трактору Т-150К на примере типичного хозяйства // Тр. ВИСХОМ. – Вып. 91. – 1978. – С. 37-48.
15. Саклаков В.Д. Методика выбора МТА в зависимости от объема работ // Методы оптимального проектирования и организации с.-х. произв. процессов и операций. – Ставрополь, 1973. – С. 172-181.
16. Свирищевский Б.С. Эксплуатация МТП. – М.: Сельхозгиз, 1950. – 504 с.
17. Скирта Б.К. Методологические основы имитационного моделирования в управлении сельскохозяйственным производством: Автореф. дис...докт. экон. наук. – Л.: НИИЭОСП НЗ РСФСР. – 1982. – 51 с.
18. Финн Э.А. Оптимизация эксплуатационных систем сельскохозяйственной техники: Дис...д-р. техн. наук. – Глеваха, 1989. – 425 с.
19. Хабатов Р.Ш. Прогнозирование оптимальных параметров агрегатов и состава МТП. – К.: УкрНИИНТИ, 1969. – 76 с.
20. Цвик Б.Д. и др. Обоснование состава уборочно-транспортных комплексов. // Механиз. и электриф. с. х-ва. – 1988. – № 8. – С. 17-20.
21. Ціп Є.І. Сезонна програма комбайна і ризик у процесі централізованого збирання ранніх зернових: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Львів: Львів. ДАУ. – 2002. – 18 с.

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ГЛИБИНИ ПОШКОДЖЕНЬ КОРЕНЕПЛОДІВ ПІД ЧАС ЇХ УДАРУ В ПРУТКОВІ ПОЛОТНА**

*У статті наведено методику і результати експериментальних досліджень з визначення глибини пошкодження коренеплодів цукрових буряків залежно від параметрів їх ударної взаємодії з прутковими полотнами бурякозбиральних машин.*

**Постановка проблеми.** Велика кількість робочих органів бурякозбиральних машин викликають пошкодження коренеплодів. Тому постає проблема визначення глибини пошкодження коренеплодів цукрових буряків залежно від параметрів їх ударної взаємодії з робочими органами бурякозбиральних машин.

**Мета дослідження.** Розробка методики і проведення досліджень з визначення глибини пошкодження коренеплодів цукрових буряків залежно від параметрів їх ударної взаємодії з прутковими полотнами бурякозбиральних машин.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідженню ступеня пошкодження коренебульбоплодів залежно від параметрів їх ударної взаємодії з робочими органами збиральних машин присвячено ряд наукових праць [1; 2; 3; 4; 5; 6; 7]. Однак, в основному, вони стосуються агресивних робочих органів (шнекових, роторних, кулачкових), або визначають обмеження по швидкості ударної взаємодії коренеплодів із суцільними поверхнями (наприклад, при падінні цукрових буряків на дно причепів, їх взаємодії з нерухомими щитками машин). При цьому параметри ударної взаємодії коренебульбоплодів із прутковими полотнами вивчені не достатньо глибоко.

У конструкціях бурякозбиральних машин широко застосовуються скребкові транспортери, виконані на основі пруткових полотен, які послідовно розташовуються в технологічному ланцюгу машин. У цьому випадку перевантаження коренеплодів з одного робочого органу на інший супроводжується ударними взаємодіями (перепади по висоті між вивантажувальною та завантажувальною ланками пруткових транспортерів), які призводять до їх механічних пошкоджень.

Як відомо з праць Р.Б.Гевка і О.Б.Павелчак [4; 7] основними факторами, які впливають на глибину пошкоджень тіла коренеплодів, є маса тіл контакту, швидкість їх ударної взаємодії, мінімальні радіуси кривизни та жорсткість поверхонь робочих органів. Однак для пруткових очисних транспортерів очевидним є те, що суттєвий вплив на ступінь пошкодження коренеплодів матимуть жорсткість основи та зусилля натягу робочих ланок полотен і розміщення зони їх контакту з коренеплодами, оскільки по боках полотна дискретно розташовуються підтримуючі ролики або зірочки, а жорсткість полотен у напрямку розташування прутків є різною.

**Результати дослідження.** З метою проведення експериментальних досліджень для визначення впливу параметрів ударної взаємодії на глибину пошкоджень коренеплодів розроблений стенд, варіанти принципів схем якого зображено на рис.1. Він складається з рами 1, на бокових основах якої закріплені ролики 3 (рис.1а). На ролики опираються еластичні гумово-кордові зубчасті паси 4, до яких із заданим кроком закріплені прутки 5. З однієї сторони стенду крайній пруток полотна зафіксований в скобоподібному кронштейні 2, а з іншої сторони полотно охоплює барабани 6, вал яких встановлений в підшипникових опорах. Зі сторони розташування барабанів полотно натягується за допомогою тарувальних важелів 7.

Як варіант, визначати глибину пошкоджень коренеплодів при взаємодії з прутковими полотнами можна безпосередньо на горизонтально розташованих транспортерах коренезбиральних машин. В цьому випадку ведений барабан 2 фіксується за допомогою стопора 1, а ведучий барабан 4 від'єднується від вузлів приводу, що дозволяє за допомогою тарувальних важелів 5 натягувати пруткове полотно 3 (рис.1, б).

При проведенні експериментальних досліджень швидкість вдарення коренеплодів у пруткове полотно визначається з висоти їх вільного падіння за відомою залежністю

$$V = \sqrt{2gh},$$

де  $h$  - висота вільного падіння коренеплодів;  $g$  - прискорення вільного падіння.

Взаємодія коренеплодів з полотном повинна відбуватись безпосередньо з одним прутком зоною переходу напівсферичної поверхні в конусну, оскільки, як встановлено в роботі [7], така зона тіла цукрових буряків є найбільш травмонебезпечною. Контакт коренеплодів з одним прутком також характеризує максимальне пошкодження тіла буряків, а тому вибір раціональних параметрів пруткових полотен повинен проводитись за умови найбільш



несприятливих варіантів взаємодії коренеплодів з робочими органами, при яких пошкодження продукту обробки не перевищуватиме агровиимог, встановлених Держстандартом України.

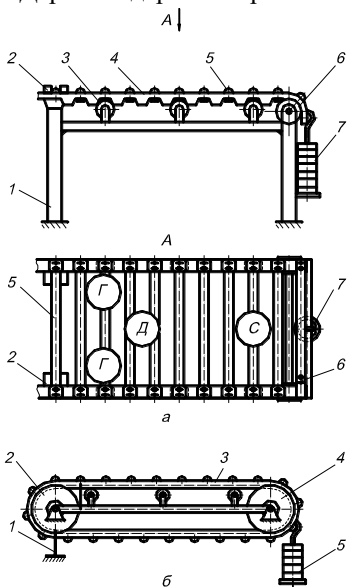


Рис.1. Схеми стендів для визначення глибини пошкоджень коренеплодів залежно від параметрів їх ударної взаємодії з прутковими полотнами

Під час проведення досліджень необхідно визначити вплив різних зон пруткового полотна на глибину пошкодження тіла коренеплодів цукрових буряків.

Зони Г (рис.1а) характеризуються положенням прутка в одній вертикальній площині з роликками, а його взаємодія з коренеплодом здійснюватиметься біля місць кріплення прутка до бокових пасів. Зона С відображає аналогічне положення прутка, однак його взаємодія з коренеплодом повинна відбуватись в середній частині полотна. Зона Д характеризує положення прутків між підтримуючими роликками.

Очевидним є те, що жорсткість прутків полотна у вищенаведених зонах буде різною, а тому її необхідно враховувати під час проведення експериментальних досліджень.

Глибина пошкоджень коренеплодів вимірюється штангенциркулем за методикою, яка викладена в роботах [4, 7].

Експериментальні дослідження здійснювались за планом повнофакторного експерименту, за відомою методикою [8], змінними факторами, які враховувались при визначенні глибини пошкодження тіла коренеплодів при їх взаємодії з прутком, розташованим в площині двох підтримуючих роликів, були: швидкість ударного зіткнення  $V_y$ , яка визначалась з висоти вільного падіння буряка  $h : V_y = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$ , маса коренеплодів  $m_k$ , а також жорсткість різних зон прутків.

Як стенд для експериментальних досліджень з визначення впливу параметрів ударної взаємодії коренеплодів з прутками полотна на глибину пошкодження тіла цукрових буряків був вибраний горизонтальний прутковий транспортер доочисного пристрою, ведений барабан якого стопорився, а ведучий від'єднувався від приводу. Пруткове полотно в зоні розташування ведучого барабана навантажувалось тарувальними важелями (рис.1, б). Для забезпечення кидання коренеплодів на пруткове полотно з повздовжнього завантажувального транспортера знімали напрямний щиток.

Попередні експериментальні дослідження показали, що при взаємодії коренеплодів з прутками, які розташовані в площині підтримуючих роликів, пошкодження тіла буряків були на 12...18 % вищі, ніж при положенні прутків між підтримуючими роликками.

Натяг полотна, при умові розташування прутка над підтримуючими роликками, практично ніякого впливу на глибину пошкоджень тіла коренеплодів не давав, оскільки прутки, в даному випадку, імітував балку на двох опорах.

Діаметр прутків  $d$ , а також його довжина між зонами кріплення до тягових елементів  $L$  не змінювались, оскільки дані параметри для коренезбиральних машин є стандартизованими:  $d=10$  мм;  $L=900$  мм.

Дослідження проводились лише для центральних ударів, оскільки, згідно з даними Павельчак О.Б. [7], такий вид удару є найбільш травмонебезпечним.

Експерименти ставились при одночасній зміні факторів за планом повнофакторного експерименту ПФЕ  $2^2$ , матриця якого включає  $n = 4$  незалежних експериментів із повторюваністю дослідів в кожній точці по п'ять разів ( $m_0=5$ ). Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів:

$$3,2 < V_y < 4,2 \text{ (м/с); } 0,4 < m < 1,2 \text{ (кг)}.$$

За результатами лабораторних досліджень отримано рівняння лінійної регресії для визначення глибини пошкодження тіла коренеплодів від параметрів їх взаємодії з прутковим полотном:

$$Y = -10,67 + 3,18V_y + 6,08m.$$

**Висновки.** Отримані результати досліджень доцільно використовувати при проектуванні робочих органів бурякозбиральних машин.

#### Література

1. Брей В.В. Исследование и разработка механизированного процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы: Автореф. дис.канд. техн. наук: 05.20.04. - К., 1972.- 32с.
2. Булгаков В.М., Павелчак О.Б., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів коренезбиральною машиною // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том 7. – Київ: НАУ.- 2000.- с. 14-19.
3. Верещагин Н.И. Динамические характеристики соударения клубней картофеля с другими телами // Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов: Сб. науч. тр. / НПО ВИСХОМ. - М.: НПО ВИСХОМ, 1990.- с. 50-54.
4. Гевко Р.Б. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин: Дис... д-ра техн. наук: 05.05.11. - Київ, 2000. – 362с.
5. Гевко Р.Б., Поліщук В.А. Вибір конструктивних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин з умови непошкодження коренеплодів // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. Волинське відділення ІАУ. - Луцьк, 1997.- с.109-117.
6. Зуев Н.М. Исследование качества работы свеклоуборочных комбайнов в зависимости от агрофизических свойств сахарной свеклы при различных способах формирования насаждения растений: Автореф. дис., канд. техн. наук.- Харьков, 1971.- с.20.
7. Павелчак О.Б. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів очисників коренеплодів: Дис. канд. техн. наук: 05.05.11.- Луцьк: ЛДТУ.- 2000.- 166с.
8. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин.- К.: НМК ВО, 1992.- 320 с.

*Рецензент д.т.н., проф. М.М. Хелемендик*

## **ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОКАТОДНОГО МЕТОДУ ДЛЯ ЗАХИСТУ КУЗОВІВ АВТОМОБІЛІВ ВІД КОРОЗІЇ**

*У статті наведено результати досліджень із застосуванням анодів збільшеної площі при захисті кузовів автомобілів від корозії електрокатодним методом. Встановлено залежність дії захисту від форми і розміру електродів.*

**Постановка проблеми.** У процесі експлуатації автомобіля не можливо уникнути механічних пошкоджень частин кузова в результаті наїздів, зіткнень і т.д. Добре відомо, що метал у пошкоджених місцях швидко ржавіє, причому від цього явища не захищає лакофарбове покриття. Однією із основних причин корозії в даному випадку є поява внутрішніх місцевих механічних напруг, які руйнують його структуру.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Практично єдиним методом захисту від корозії металу з внутрішніми напрутами є катодний захист, оскільки запобігає дії зовнішніх факторів на метал. Даний метод захисту корпусу автомобіля вже використовується як у вітчизняній так і зарубіжній практиці. Ті частини кузова, які піддаються найбільшому впливу вологи виготовляються із сталі з одно- або двостороннім цинковим покриттям товщиною близько 0,08 мм [1]. При швидкості корозії цинку в межах 0,02 мм/рік цього покриття, у місцях ушкодження покриття, вистарчає для захисту ще на декілька наступних років.

На жаль більшість заводів виробників випускають автомобілі з кузовами без захисного цинкового покриття хоча загальна вартість такого автомобіля з таким кузовом була б більшою на 600-800 грн.

Для захисту “нелуджених” кузовів застосовуються пристрої електрокатодного захисту, який можна встановити на кузов автомобіля [2]. Найпростіша схема такого типу пристрою зображена на рис. 1.

У даному пристрої використовуються аноди (1) розміром 2×2 см з підводом проводів до кожного з них.

Після дворічної експлуатації даного пристрою на автомобілі виявилися недоліки в його роботі:

- мала площа захисту, захист одним анодом здійснюється в межах 10-15см по радіусу;

- обрив та пошкодження з'єднувальних проводів від анодів розміщених на днищі кузова;
- складність установки анодів через їх велику кількість (30-40 анодів на один автомобіль).

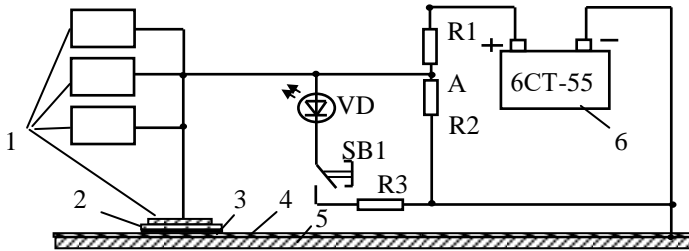


Рис.1. Електрична схема антикорозійного пристрою: 1-аноди; 2-ізолятор; 3-клей; 4-лакофарбове покриття; 5-корпус автомобіля; 6-акумуляторна батарея

**Мета дослідження.** Покращення роботи захисту за схемою (рис.1) шляхом зміни форми анодів, а саме збільшення їх площі.

**Результати дослідження.** Для дослідження розміщення захисного потенціалу по поверхні лакофарбового покриття кузова пропонується скористаємося аналогією між полем в електропровідному середовищі та електростатичним, оскільки там і там використовується вектор напруженості  $E$ .

Напруженість електричного поля у точці в електропровідному середовищі за законом Ома виражається:

$$E = \delta \rho, \text{ В} \quad (1)$$

де  $\delta$  – густина струму;  $\rho$  – питомий опір.

У електростатичному полі напруженість визначається:

$$E = \frac{Q}{4\pi \varepsilon_a R^2}, \text{ В} \quad (2)$$

де  $Q$  – заряд тіла;  $\varepsilon_a$  – діелектрична проникність середовища;  $R$  – відстань від зарядженого тіла до точки.

Для цього захисний анод (електрод) розглянемо як заряджену вісь довжиною  $L$  (рис.2). Заряд на одиницю довжини осі дорівнює  $\tau$ . Виділивши відрізок електроду довжиною  $dx$  то на ньому буде заряд  $\tau dx$ .

Врахувавши відрізок  $dx$  як точковий заряд, за теоремою Гауса створювана ним напруженість в точці  $K$ .

$$dE = \frac{\tau dx}{4\pi \varepsilon_a R^2}, \text{ В/м} \quad (3)$$

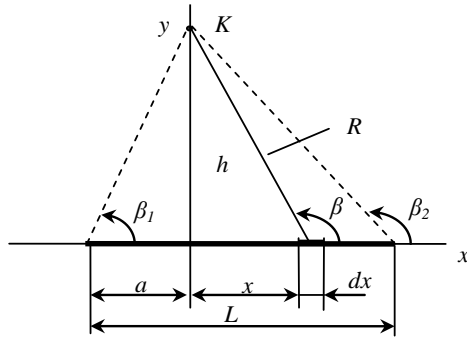


Рис.2. Схема до визначення потенціалу точки  $K$  створюваного зарядженою віссю  $L$

Складова потенціалу  $d\phi$  в точці  $K$  від точкового заряду  $\tau dx$ :

$$d\phi = \frac{\tau dx}{4\pi \epsilon_a R}, \text{ В.} \quad (4)$$

З цього виразу зрозуміло, що при збільшенні довжини зарядженої осі  $L$  зростає значення потенціалу у точці  $K$ .

Потенціал у точці  $K$  відносно всієї довжини зарядженої осі  $L$  можна визначити за виразом [4]:

$$\phi_K = U_K = \frac{\tau}{4\pi \epsilon_a} \left( \text{Arsh} \frac{L-a}{h} + \text{Arsh} \frac{L}{2h} \right), \text{ В.} \quad (5)$$

Прийнявши, що точка  $K$  знаходиться на середній лінії довжини зарядженої осі  $L$  на відстані  $h$ :

$$\begin{aligned} \phi_K = U_K &= \frac{\tau}{4\pi \epsilon_a} \left( \text{Arsh} \frac{L}{2h} + \text{Arsh} \frac{L}{2h} \right) = \frac{\tau}{4\pi \epsilon_a} \left( 2 \text{Arsh} \frac{L}{2h} \right) = \\ &= \frac{2\tau}{4\pi \epsilon_a} \left( \text{Arsh} \frac{L}{2h} \right), \text{ В.} \end{aligned} \quad (6)$$

Замінивши значення постійної складової  $\frac{2\tau}{4\pi \epsilon_a} = C$ , отримаємо

$$\phi_K = U_K = C \left( \text{Arsh} \frac{L}{2h} \right), \text{ В.} \quad (7)$$

Збільшивши довжину зарядженої осі у  $N$  разів, потенціал у точці  $K$  на відстані  $h$  визначимо за виразом:

$$\phi_K = U_K = C \left( \text{Arsh} \frac{L \cdot N}{2h} \right), \text{ В.} \quad (8)$$

Вирази (7) і (8) можна використати для порівняння захисного потенціалу у точці при різних формах захисних електродів (їх площі).

На рис.3 зображені розрахункові криві зміни захисного потенціалу по поверхні кузова при використанні двох різних за формою захисних електродів (анодів) розміром  $2 \times 2$  см та  $10 \times 2$  см. Відстань  $h$ , береться від середини довжини анода.

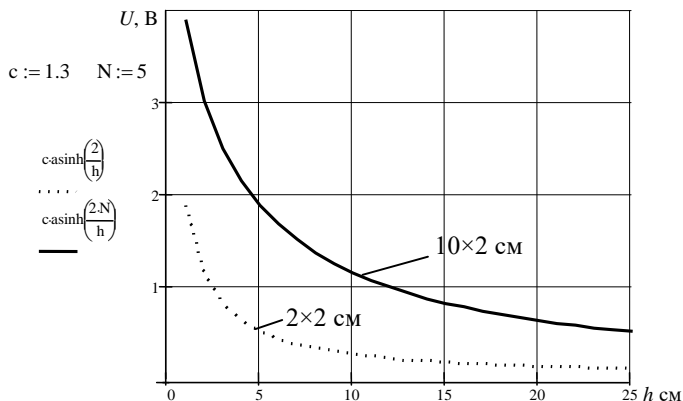


Рис.3. Порівняльна характеристика розміщення захисного потенціалу по поверхні від двох різних за розмірами анодів  $2 \times 2$  та  $10 \times 2$  см

Відповідно довжина першого анода (зарядженої осі) – 2см, другого анода – 10см.

Як видно із (рис.3) анод із більшою довжиною захищає більшу поверхню, а це дозволяє більш рівномірно розподілити захисний потенціал.

**Висновок.** Дослідження із встановленням анодів із зміненою формою показали більшу ефективність захисту кузова від корозії та надійність в роботі за рахунок збільшення радіусу дії захисту, зменшення загальної кількості анодів та відсутності зеднувальних проводів на днищі кузова.

#### Література

1. Люблинский Е.Я. Электрохимическая защита от коррозии. - М.: Госэнергоиздат, 1987.
2. Терешин В., Бондаренко А. Ток защищает от коррозии // За рулем. - 1993 - №12. – С. 23.
3. Красноярский В.В., Зобов Е.В. Электрохимическая защита сооружений и оборудования от коррозии. – 1981.
4. Бессогов Л.А. Теоретические основы электротехники. – М.: Высшая школа, 1986.- 262 с.

Рецензент д.т.н. проф. В.Ф. Дідух

М.М. Толстушко, Г.А. Хайліс, д.т.н., М.С. Драган, к.ф.-м.н.  
Луцький державний технічний університет  
О.В. Сидорчук, д.т.н., І.О. Ніщенко, к.ф.-м.н.  
Львівський державний аграрний університет

## **АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ СТРІЧКИ ЛЬОНУ З РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ РОЗСТИЛАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ**

*У статті наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень процесу розстилення стеблової стрічки льонокомбайном. Виведено аналітичні залежності для обґрунтування параметрів розстиляльного пристрою льонокомбайна.*

**Постановка проблеми.** Важливим завданням льонарської галузі сільського господарства є підвищення якості виконання технологічних операцій збирання льону на підставі розроблення нових та вдосконалення наявних робочих органів льонокомбайнів [1, 2, 3, 4]. Однією з основних операцій є розстилення стеблової стрічки на льоновищі, яку наявні розстиляльні пристрої льонокомбайнів недостатньо якісно виконують. Внаслідок цього порушуються агротехнічні вимоги до розстеленої стеблової стрічки, що надалі сприяє значним втратам якості та кількості отриманої льонопродукції [2, 3, 4, 5]. виправити таку ситуацію можна на основі системного обґрунтування параметрів розстиляльних пристроїв завдяки аналізу взаємодії стеблової стрічки з їх робочою поверхнею.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Сьогодні є досить багато теоретичних та експериментальних досліджень присвячених вивченню процесу розстилення стеблової стрічки льону, але їх результати свідчать про те, що окремі основні параметри розстиляльних пристроїв та характеристики стрічки льону між собою неузгоджені [2, 3, 5].

**Мета дослідження** – проаналізувати взаємодію стеблової стрічки льону з робочою поверхнею розстиляльного пристрою льонокомбайна та обґрунтувати основні параметри цього пристрою.

**Результати дослідження.** Для обґрунтування параметрів розстиляльного пристрою необхідно проаналізувати рух стебел стрічки льону на його фрикційній, плоскій, похилій поверхні.

Під час розробки математичної моделі руху стебел стрічки на робочій поверхні розстиляльного пристрою льонокомбайна приймаємо такі допущення: 1) льонокомбайн, який обладнаний розробленим



пристроєм, під час роботи здійснює поступальний, прямолінійний і рівномірний рух; 2) опором середовища нехтуємо; 3) стрічку стебел льону будемо розглядати як дискретне середовище, що складатиметься з окремих шарів стебел, кожен з яких представляє собою групу паралельно вкладених один на одному однакових стебел масою  $m$  і довжиною  $l$ ; 4) вважаємо, що шар стебел не перекидається під час руху і відносно зміщення стебел у шарі відсутнє; 5) нехтуємо контактом між сусідніми шарами стебел у стрічці; 6) стебла льону будемо розглядати як тверді тіла у формі тонких стрижнів з нерівномірно розподіленою щільністю по довжині; 7) аналізуємо рух нижнього стебла шару, яке безпосередньо взаємодіє з робочою поверхнею розстиляльного пристрою, причому до цього стебла прикладаємо силу ваги вищерозташованих стебел у даному шарі.

Зауважимо, що поняття “шару стебел” базується на понятті “групи стебел”, трактування якого дано в [1]. Схематично модель шару стебел у стрічці зображено на рис. 1. Тут, шар стебел розміщений між вертикальними прямими 1-1 і 2-2, а  $C, C_1, C_2, \dots, C_k$  – центри мас стебел у шарі, які розміщені вздовж однієї вертикалі 3-3.

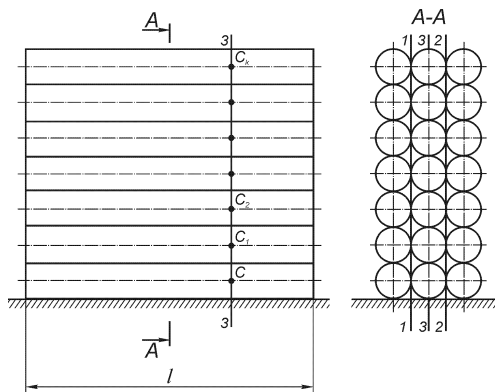


Рис. 1. Схематичне зображення моделі шару стебел у стрічці

Кількість стебел  $k+1$  у шарі приблизно дорівнює:

$$k+1 \approx n_1 \cdot b_1 \cdot i_0 \cdot d_{cep} = i_n \cdot d_{cep}, \quad (1)$$

де  $k$  – кількість стебел, що розташовані над нижнім стеблом шару;  $n_1$  – кількість працюючих бральних секцій льонокомбайна;  $b_1$  – ширина захвату однієї бральної секції льонокомбайна;  $i_0$  – кількість

стебел на  $1 \text{ м}^2$  поля;  $d_{\text{cep}}$  – середнє значення діаметра стебла у стрічці;  
 $i_n = n_1 \cdot b_1 \cdot i_0$  – кількість стебел на 1 м довжини стрічки льону.

Маса  $m_{\text{ш}}$  усього шару стебел стрічки дорівнює:

$$m_{\text{ш}} = m \cdot (k+1) = m_{\text{cep}} \cdot i_n \cdot d_{\text{cep}}, \quad (2)$$

де  $m = m_{\text{cep}}$  – середнє значення маси стебла у стрічці.

Схема до аналізу руху нижнього стебла шару стрічки на поверхні розстиляльного пристрою зображена на рис. 2. Тут просторова система координат  $O_2x_2y_2z_2$  жорстко пов'язана з рамою льонокомбайна. Тобто, згідно з прийнятими допущеннями, система координат  $O_2x_2y_2z_2$  є інерціальною. Льонокомбайн рухається у протилежному напрямку до осі  $O_2x_2$  зі швидкістю  $v_M$ .

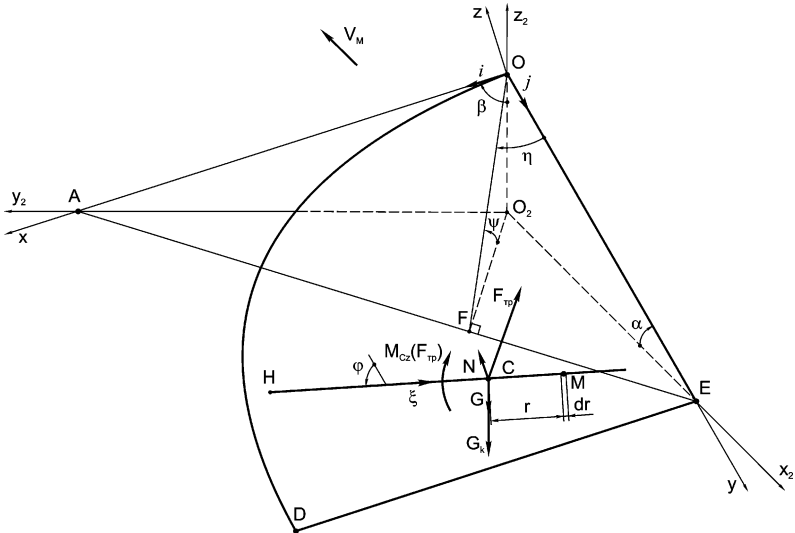


Рис. 2. Схема до аналізу руху нижнього стебла шару стрічки на поверхні розстиляльного пристрою

Плоска поверхня  $ODE$  розстиляльного пристрою, з якою пов'язана просторова система координат  $Oxyz$ , нахилена до горизонталі, у поздовжньо-вертикальній площині  $x_2O_2z_2$ , під кутом  $\alpha$  ( $\angle\alpha = \angle OEO_2$ ), а до вертикалі, у поперечно-вертикальній площині  $y_2O_2z_2$ , під кутом  $\beta$  ( $\angle\beta = \angle AOO_2$ ). Площина  $xOy$  нахилена до горизонтальної площини  $x_2O_2y_2$  під кутом  $\psi$  ( $\angle\psi = \angle OFO_2$ ) і

перетинає останню по лінії  $AE$  ( $OF \perp AE$  та  $O_2F \perp AE$ ). У площині  $xOy$  знаходиться кут  $\eta$  ( $\angle \eta = \angle EOF$ ).

Стебла шару стрічки на поверхні пристрою здійснюють плоский рух, який можна розглядати як сукупність двох простих рухів: поступального руху стебла з кінематичними параметрами його центра мас та обертального руху стебла навколо його центра мас.

З огляду відомих досліджень властивостей льону [1, 2] випливає, що щільність для обчислених стебел можна вважати розподіленою за лінійним законом по їх довжині. Отже, якщо початок відліку осі  $H\xi$  (рис. 2), напрямленої вздовж довжини стебла, розмістити на кінці верхівки останнього, тоді:

$$\gamma(\xi) = \gamma_0 \cdot \xi, \quad (3)$$

де  $\gamma(\xi)$  – маса одиниці довжини стебла;  $\gamma_0$  – стала величина.

Маса стебла  $m$  з урахуванням (3) дорівнює:

$$m = \int_0^l \gamma(\xi) d\xi = \gamma_0 \int_0^l \xi d\xi = 0,5 \cdot \gamma_0 \cdot l^2. \quad (4)$$

З формули (4) слідує, що  $\gamma_0 = 2m/l^2$ . Отже,

$$\gamma(\xi) = 2m \cdot \xi / l^2. \quad (5)$$

Положення центра мас стебла льону:

$$\xi_c = \frac{\gamma_0}{m} \int_0^l \xi^2 d\xi = \frac{2}{3} l. \quad (6)$$

Використовуючи теорему Гюйгенса-Штейнера з теоретичної механіки, визначимо момент інерції стебла відносно осі  $Cz$ , яка перпендикулярна до площини  $xOy$ , тобто:

$$J_{Cz} = J_{Hz} - m \cdot \xi_c^2 = m \cdot l^2 / 18, \quad (7)$$

де  $J_{Hz} = \gamma_0 \int_0^l \xi^3 d\xi = 0,5 m \cdot l^2$  – момент інерції стебла відносно осі  $H\xi$ , яка паралельна осі  $Cz$ .

Для розв'язання поставленої вище задачі використаємо диференціальні рівняння плоского руху твердого тіла:

$$\left. \begin{aligned} m \cdot \ddot{x}_C &= \sum_{i=1}^n F_{ix}^e; \\ m \cdot \ddot{y}_C &= \sum_{i=1}^n F_{iy}^e; \\ J_{Cz} \cdot \ddot{\varphi} &= \sum_{i=1}^n M_{Cz}(F_i^e), \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де  $\ddot{x}_C, \ddot{y}_C$  – проєкції вектора прискорення центра мас стебла відповідно на осі  $Ox$  та  $Oy$  інерціальної системи координат  $Oxuz$ ;  $\sum_{i=1}^n F_{ix}^e, \sum_{i=1}^n F_{iy}^e$  – суми проєкцій зовнішніх сил, які діють на стебло, відповідно на осі  $Ox$  та  $Oy$ ;  $\ddot{\varphi}$  – алгебраїчне значення кутового прискорення стебла;  $\sum_{i=1}^n M_{Cz}(F_i^e)$  – сума моментів зовнішніх сил відносно осі  $Cz$ .

На нижнє стебло, згідно з прийнятими допущеннями, діють (рис. 2): сила ваги  $G$  стебла і сила ваги  $G_k$  вищєрозташованих  $k$  стебел у шарі, нормальна реакція опорної поверхні  $N$ , а також сила  $F_{TP}$  та пара сил з відповідним моментом  $M_{Cz}(F_{TP})$ , отримані в результаті зведення елементарних сил тертя ковзання стебла до його центра мас  $C$ .

Для визначення сили  $F_{TP}$  виділимо нескінченно малий елемент стебла  $M$  довжиною  $dr$  на відстані  $r$  від його центра мас (рис. 2). На цей елемент стебла діє елементарна сила тертя ковзання  $dF_{TP}$ , вектор якої дорівнює:

$$d\vec{F}_{TP} = -dN \cdot f \cdot \frac{\vec{v}_M}{|\vec{v}_M|}, \quad (9)$$

де  $dN = dm \cdot g \cdot (k+1) \cdot \cos \psi = \frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot \cos \psi \cdot \left(\frac{2}{3}l+r\right) dr$  – нормальна реакція опорної поверхні, яка діє на елемент стебла  $M$ ; тут  $dm = \frac{2m}{l^2} \cdot \left(\frac{2}{3}l+r\right) dr$  – маса нескінченно малого елемента стебла;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $\psi$  – кут нахилу площини руху стебла до горизонту;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання стебла на робочій

поверхні розстилального пристрою;  $\vec{v}_M$  і  $|\vec{v}_M|$  – відповідно вектор і модуль вектора швидкості нескінченно малого елемента стебла  $M$  (точки  $M$ ).

Вектор швидкості точки  $M$  стебла, згідно з кінематикою плоского руху твердого тіла, визначається за формулою:

$$\vec{v}_M = \vec{v}_C + \vec{v}_{MC}, \quad (10)$$

де  $\vec{v}_C = \dot{x}_C \cdot \vec{i} + \dot{y}_C \cdot \vec{j}$  – вектор швидкості центра мас стебла; тут  $\dot{x}_C$ ,  $\dot{y}_C$  – проєкції вектора  $\vec{v}_C$  відповідно на осі  $Ox$  та  $Oy$  інерціальної системи координат  $Oxyz$ ;  $\vec{i}$  та  $\vec{j}$  – орти відповідних осей координат (рис. 2);  $\vec{v}_{MC}$  – вектор швидкості точки  $M$  від обертового руху тіла навколо полюса  $C$ . Вектор  $\vec{v}_{MC}$  напрямлений перпендикулярно до відрізка стебла  $MC$  у бік кугової швидкості стебла  $\dot{\varphi}$ , а модуль  $|\vec{v}_{MC}| = \dot{\varphi} \cdot r$ .

Модуль вектора  $|\vec{v}_M|$  дорівнює:

$$|\vec{v}_M| = \sqrt{v_{Mx}^2 + v_{My}^2} = \sqrt{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi)^2 + (\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi)^2}, \quad (11)$$

де  $v_{Mx} = \dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi$ ,  $v_{My} = \dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi$  – проєкції вектора  $\vec{v}_M$  відповідно на осі  $Ox$  та  $Oy$ .

Отже, рівність (9) можна подати у вигляді:

$$d\vec{F}_{TP} = -\frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \cdot \cos \psi \cdot \left( \frac{v_{Mx}}{|\vec{v}_M|} \cdot \vec{i} + \frac{v_{My}}{|\vec{v}_M|} \cdot \vec{j} \right) \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr. \quad (12)$$

Інтегруючи залежність (12) по довжині стебла, отримаємо:

$$\vec{F}_{TP} = -\frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \cdot \cos \psi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \left( \frac{v_{Mx}}{|\vec{v}_M|} \cdot \vec{i} + \frac{v_{My}}{|\vec{v}_M|} \cdot \vec{j} \right) \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr. \quad (13)$$

З урахуванням (12) визначимо сумарний момент елементарних сил тертя ковзання стебла відносно осі  $Cz$ :

$$M_{Cz}(F_{TP}) = \frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \cdot \cos \psi \cdot \left( \cos \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{v_{Mx}}{|\vec{v}_M|} \cdot r \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr + \right. \\ \left. + \sin \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{v_{My}}{|\vec{v}_M|} \cdot r \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr \right). \quad (14)$$

Отже, згідно зі схемою на рис. 2 та формулами (8), (13) і (14), диференційні рівняння плоского руху нижнього стебла шару стрічки матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned}
 m \cdot \ddot{x}_C &= (G + G_k) \cdot \sin \psi \cdot \sin \eta - \frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \times \\
 &\quad \times \cos \psi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{V_{Mx}}{|\vec{V}_M|} \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr; \\
 m \cdot \ddot{y}_C &= (G + G_k) \cdot \sin \psi \cdot \cos \eta - \frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \times \\
 &\quad \times \cos \psi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{V_{My}}{|\vec{V}_M|} \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr; \\
 J_{Cz} \cdot \ddot{\varphi} &= \frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \cdot \cos \psi \cdot \left( \cos \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{V_{Mx}}{|\vec{V}_M|} \cdot r \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr + \right. \\
 &\quad \left. + \sin \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{V_{My}}{|\vec{V}_M|} \cdot r \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr \right),
 \end{aligned} \right\} (15)$$

де  $G + G_k = m_{\text{ш}} \cdot g = m_{\text{сеп}} \cdot i_n \cdot d_{\text{сеп}} \cdot g$  – сила ваги усього шару стебел стрічки.

Для обґрунтування параметрів розстилального пристрою необхідно мати залежності:  $\psi = \psi(\alpha, \beta)$  та  $\eta = \eta(\alpha, \beta)$ . Представимо їх, згідно з рис. 2, у вигляді:

$$\psi = \arcsin \sqrt{\frac{tg^2 \alpha + ctg^2 \beta}{tg^2 \alpha + ctg^2 \beta + 1}}; \quad (16)$$

$$\eta = \arcsin \frac{\cos \alpha \cdot \cos \beta}{\sqrt{tg^2 \alpha \cdot \sin^2 \beta + \cos^2 \beta}}. \quad (17)$$

Після підстановки у систему (15) усіх величин і спрощення, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned}
& \ddot{x}_C = i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \left( \sin \psi \cdot \sin \eta - \frac{2}{l^2} \cdot f \times \right. \\
& \left. \times \cos \psi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr}{\sqrt{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi)^2 + (\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi)^2}} \right); \\
& \ddot{y}_C = i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \left( \sin \psi \cdot \cos \eta - \frac{2}{l^2} \cdot f \times \right. \\
& \left. \times \cos \psi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{(\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr}{\sqrt{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi)^2 + (\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi)^2}} \right); \\
& \ddot{\varphi} = \frac{36}{l^4} \cdot i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot f \cdot \cos \psi \times \\
& \times \left( \cos \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) \cdot r \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr}{\sqrt{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi)^2 + (\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi)^2}} + \right. \\
& \left. + \sin \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{(\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) \cdot r \cdot \left( \frac{2}{3}l + r \right) dr}{\sqrt{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi)^2 + (\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi)^2}} \right).
\end{aligned} \right\} (18)$$

Система нелінійних диференційних рівнянь (18) розв'язувалась чисельним методом Рунге-Кутта-Фельберга 4-5 порядку на ПЕОМ у середовищі універсальної системи комп'ютерної математики Maple V Release 7.0.

Кут нахилу  $\alpha$  поверхні розстиляльного пристрою у поздовжньо-вертикальній площині повинен забезпечити умову руху (ковзання) стебел стрічки вниз, тобто їх спуск на льоновище. Якщо ширина цієї поверхні в зоні подачі стрічки стебел від затискного транспортера  $L_t$  ( $L_t = OE$ ) більша за значення  $u_C$ , при якому швидкість  $v_C = 0$ , тоді стебла будуть зупинятися та накопичуватися на розстиляльному пристрої. Це є недопустимим явищем, оскільки

розстелені на льоновищі стеблові стрічки повинні бути рівномірними за товщиною і без розривів [2, 3, 5].

Швидкість  $v_c \neq 0$ , якщо:

$$f \leq \operatorname{tg} \psi = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + c \operatorname{tg}^2 \beta}. \quad (19)$$

При виконанні умови (19) координати  $u_c$  центрів мас стебел будуть постійно зростати. Отже, накопичення стебел відсутнє, якщо його параметри  $\alpha$  і  $\beta$  задовольняють останню умову.

З іншого боку, чим більший кут  $\alpha$ , тим швидше стебла будуть рухатись на поверхні розстиляльного пристрою і вони тоді можуть не встигати повернутись на потрібний кут. Користуючись наведеними вище міркуваннями, виконання умови (19) при довільних значеннях параметра  $\beta$  можливе, якщо  $\alpha \approx \operatorname{arctg} f$ . Враховуючи наявний рельєф поля і значення коефіцієнта тертя ковзання стебел  $f$  [1, 2], необхідно проводити регулювання кута  $\alpha$ .

Зауважимо, що величина  $f$  залежить від фрикційних властивостей стебел і, значною мірою, від стану робочої поверхні розстиляльного пристрою, яка відшліфовується внаслідок стираючої здатності стебел. За умов плоского шліфування або притирання робочої поверхні коефіцієнт тертя ковзання свіжовибраних стебел має порівняно низькі значення –  $f \approx 0,35 \dots 0,60$ . Тобто у даному випадку  $\alpha = 20^\circ \dots 30^\circ$ .

Кут нахилу  $\beta$  поверхні розстиляльного пристрою у поперечно-вертикальній площині повинен забезпечити умови для повертання стебел без значного їх переміщення вздовж осі  $Ox$  (рис. 2), при якому потрібно збільшувати розміри цієї поверхні та габарити комбайна, а це завжди небажано.

Рух стебел на поверхні розстиляльного пристрою в напрямку осі  $Ox$  можливий завдяки накопиченій в них кінетичній енергії під час подачі від затискного транспортера, а спуск стебел вниз на льоновище відбувається завдяки нахилу поверхні під кутом  $\alpha$ .

Межі регулювання параметра  $\beta$  можна встановити на основі аналізу поступальної і обертальної частин плоского руху стебел. Зауважимо, що адекватне математичне описання обертальної частини руху стебла складає велику трудність, оскільки необхідно розглянути велику сукупність стебел, що містяться у різних шарах стрічки і



взаємодіють між собою. Тому обертальну частину руху стебла ми досліджували експериментально.

Згідно з наведеними вище міркуваннями, на виході з розстиляльного пристрою координати стебел стрічки повинні задовольняти умовам:

$$y_{Cк} = L_1; x_{Cк} \leq l_c + b; 80^\circ \leq \varphi_k \leq 100^\circ, \quad (20)$$

де  $y_{Cк}$ ,  $x_{Cк}$  – кінцеві значення координат центра мас нижнього стебла шару стрічки;  $l_c$  – найбільша відстань між кінцем кореневої частини і центром мас стебла середньої загальної довжини  $l_{cep}$  [1, 2];  $b$  – частина ширини робочої поверхні розстиляльного пристрою в зоні спуску стебел на льоновище  $L_2$  ( $L_2 = DE$ ), яка необхідна для повертання стебел;  $\varphi_k$  – кінцеве значення кута  $\varphi$  стебла на робочій поверхні розстиляльного пристрою в зоні спуску на льоновище, яке встановлювалось експериментально.

За допомогою математичного методу планування експерименту отримано регресійну залежність кута нахилу  $\varphi_k$  стебел стрічки на виході з розстиляльного пристрою від його кута нахилу  $\beta$  ( $80^\circ$ ;  $90^\circ$  і  $100^\circ$ ), діаметра стебла  $d_{cep}$  (1,0; 1,7 і 2,4 мм) та кількості стебел на 1 м довжини стрічки  $i_n$  (800; 2300 і 3800 шт./м):

$$\varphi_k = 68,6864 + 0,3940 \cdot \beta - 29,4903 \cdot d_{cep} - 0,0080 \cdot i_n + 0,2619 \cdot \beta \cdot d_{cep} + (6,9 \cdot 10^{-5}) \cdot \beta \cdot i_n. \quad (21)$$

На основі наведених вище даних розроблена програма на ПЕОМ у середовищі універсальної системи комп'ютерної математики Maple V Release 7.0 і проаналізовано вплив низки параметрів ( $\beta$ ,  $d_{cep}$ ,  $i_n$ ) на закон руху центра мас нижнього стебла шару. У процесі аналізу приймали:  $x_{CO} = 0,2$  м;  $y_{CO} = 0,6$  м;  $\dot{x}_{CO} = 1,5$  м/с ( $\dot{x}_{CO} \approx v_{TP} = 1,54$  м/с);  $\dot{y}_{CO} = 0$  м/с;  $\varphi_0 = 0^\circ$ ;  $\dot{\varphi}_0 = 1$  с<sup>-1</sup>;  $L_1 = 1,2$  м;  $l = 1$  м;  $l_c = 0,4$  м;  $b = 0,08$  м;  $\alpha = 30^\circ$ ;  $f = 0,58$ ;  $b_1 = 0,38$  м. При цьому параметри  $\beta$ ,  $d_{cep}$ ,  $i_n$  змінювались у таких межах:  $\beta = 70^\circ \dots 100^\circ$ ;  $d_{cep} = 1,0 \dots 2,4$  мм;  $i_n = 800 \dots 3800$  шт./м.

Для прикладу, на рис. 3 побудовані траєкторії руху центра мас нижнього стебла шару стрічки  $y_c = y_c(x_c)$  для трьох значень  $\beta$ .

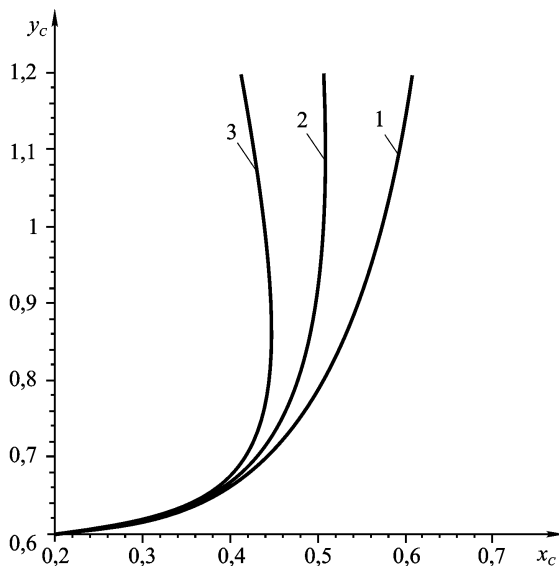


Рис. 3. Траекторії руху центра мас нижнього стебла шару  $y_c = y_c(x_c)$  для  $d_{cep} = 1,0$  мм,  $i_n = 1000$  шт./м: 1 –  $\beta = 85^\circ$ ; 2 –  $\beta = 90^\circ$ ; 3 –  $\beta = 95^\circ$

**Висновки.** З аналізу отриманих результатів випливає, що для виконання другої умови (20) меншим значенням добутку  $d_{cep} \cdot i_n$  повинні відповідати більші значення кута  $\beta$ . Як випливає з отриманих результатів, за будь-яких можливих значень параметрів стрічки  $d_{cep}$  та  $i_n$  вищезгадана умова виконується, якщо найменший кут  $\beta$  приблизно дорівнює  $90^\circ$ . Для цього значення кута  $\beta$ , як випливає з експерименту (21), третя умова (20) також виконується. Отже, з урахуванням результатів експериментального дослідження повертання стебел стрічки на поверхні розстиляльного пристрою, кут  $\beta$  повинен перебувати приблизно у межах від  $90^\circ$  до  $95^\circ$ .

#### Література

1. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.

2. Черников В.Г. Машины для уборки льна (конструкция, теория и расчет). – М.: ИНФРА-М, 1999. – 210 с.

3. Залужний В.І., Сидорчук О.В., Проценко Ю.О. Перспективні напрямки технологій та розробки машин для приготування і піднімання лляної трести // Техніка АПК. – 2004. – №10 – 11. – С. 16 – 18.

4. Саченко В.І., Проценко Ю.О., Залужний В.І., Хайліс Г.А. Льонарям – вітчизняну техніку // Техніка АПК. – 2004. – №12. – С. 19 – 21.

5. Толстушко М.М., Дідух В.Ф., Демидюк М.А. Обґрунтування параметрів розстиляльного пристрою льонокомбайна // Зб. наук. праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Т. 12. – К.: НАУ, 2002. – С. 223 – 229.

УДК 631.363.2:633.521

Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, д.т.н., С.Є. Голячук, к.с.-г.н.  
Луцький державний технічний університет

## **АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ПАКУВАННЯ СТРІЧКИ ЛЬОНУ**

*У статті наведено результати аналізу конструкцій та роботи пристроїв рулонних прес-підбирачів для пакування стеблової стрічки льону. Проаналізовано процес формування рулону зі стеблової стрічки в пресувальній камері прес-підбирача.*

**Постановка проблеми.** Льон-довгунець – стратегічно важлива технічна культура України, яка є основним джерелом натуральної сировини для виробництва високоякісних тканин. Будучи важливою галуззю агропромислового комплексу, виробництво льоносировини, на жаль, ще не стабілізоване як стосовно валового збору, так і рентабельності. З-поміж цілої низки причин такого стану особливо вирізняється проблема збирання, яка полягає у значних втратах якості та кількості волокнистої частини врожаю через технічну недосконалість рулонних прес-підбирачів [1, 2, 3].

У рулонних прес-підбирачах для збирання льону робочий процес містить операцію пакування стеблової стрічки у великий тюк циліндричної форми (рулон), яка недостатньо якісно виконується. Під час її виконання відбуваються значні переплутування, скручування та пошкодження стебел у стрічці, порушується паралельність між стеблами. Сформовані рулони зі стеблової стрічки мають значну

нерівномірність розподілу щільності у поперечному перерізі, а маса стрічки в рулоні нижча за необхідну – 2,5...3,0 кг/м, що зменшує якість та продуктивність переробки льоносировини в рулонах. Тому актуальним є завдання поліпшення якості виконання операції пакування стеблової стрічки льону на підставі вдосконалення конструкції рулонного прес-підбирача й обґрунтування параметрів і режимів роботи його пакувального пристрою [1, 2, 3, 4, 5, 6].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відомо багато досліджень та публікацій присвячених аналізу конструкцій та роботи рулонних прес-підбирачів, але й до теперішнього часу недостатньо вивчено вплив конструктивних особливостей пакувальних пристроїв цих машин на процес формування рулону зі стеблової стрічки льону [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]. Немає чіткої відповіді на запитання щодо можливості застосування для льону надійних конструкцій пакувальних пристроїв, призначених для сіна та соломи.

**Мета дослідження** – проаналізувати наявні конструкції пакувальних пристроїв рулонних прес-підбирачів та їх роботу з огляду на виконання вимог до рулонів льоносировини.

**Результати дослідження.** Аналіз літературних джерел, патентної інформації, проспектів провідних фірм-виробників прес-підбирачів показує, що у сучасній світовій практиці найбільш поширена рулонна технологія збирання льону-довгунцю. Формування великих тюків циліндричної форми за допомогою рулонних прес-підбирачів має наступні переваги:

а) краща, порівнянно з прямокутними тюками, стійкість проти проникнення атмосферної вологи і, як наслідок, можливість зберігання деякий час обмотаних шпагатом рулонів на полі без погіршення їх якості;

б) простота конструкції обмотувальних апаратів рулонних пресів і можливість використання дешевих видів шпагату;

в) відносно низька питома металомісткість (до 1 т/(га·год)) і енергомісткість (до 15 кВт/(га·год)) рулонних пресів при достатньо великій їх продуктивності (до 2 га/год) та відносно низькій вартості;

г) циліндрична форма тюка дає можливість повністю механізувати всі наступні технологічні операції після збирання льону;

г) рулонна технологія збирання льоносировини найбільш повно забезпечує збереження якості продукції.

Рулонні прес-підбирачі для збирання льону повинні забезпечити виконання таких агротехнічних вимог: чистота підбирання стебел із стрічок – не нижче 99%; пошкодження стебел – не більше 5%; збільшення відносної розтягнутості стебел у стрічці – не більше 5%;

рулони повинні бути циліндричної форми діаметром – не менше 1,1 м, а шириною – не більше 1,2 м; збільшення засміченості стеблової стрічки бур'янами та сторонніми домішками – не більше 3%; щільність рулонів лляної соломи – не більше 110 кг/м<sup>3</sup>, а лляної трести – не більше 200 кг/м<sup>3</sup>; маса рулону – не більше 300 кг.

Рулони льоносировини повинні задовольняти ще й такі вимоги, крім вищезгаданих:

а) щоб рулон легко розмотати на льонозаводі без пошкоджень стебел, що знижують вихід довгого волокна, стебла в рулоні повинні бути паралельними і не переплутуватись між собою;

б) рулон повинен зберігати правильну форму при вантажно-розвантажувальних роботах;

в) розміри і розподіл щільності по об'єму рулону повинні забезпечувати оптимальні умови його зберігання та здійснення наступних технологічних операцій (ляну тресту, з умови міцності, можна пресувати до щільності 200 кг/м<sup>3</sup>, а лляну солому, з умов нормального мочіння, пресують до щільності 110 кг/м<sup>3</sup>).

г) між шарами стеблової стрічки в рулоні, посередині його ширини, повинен прокладатися шпагат для якісного виконання технологічної операції розмотування рулону на льонозаводі.

Успішне впровадження рулонної технології збирання льону можливе за таких умов: ширина стеблової стрічки льону – не менше як 60 см; вологість льоносировини – до 20%; відсутність на стрічках сторонніх предметів, вороху й продуктів очистки льонокомбайнів від намоток; положення кореневої частини стеблової стрічки з одного боку відносно напрямку руху агрегату; виведення голки для прокладання шпагату між шарами стеблової стрічки в робочий стан відразу після утворення зарodka рулону і встановлення її так, щоб шпагат прокладався точно посередині пресувальної камери прес-підбирача; обмотування сформованого рулону в двох місцях не менш як шістьма-сімома витками шпагату; стеблову стрічку під час вилежування на льоновищі потрібно обов'язково обернути на десятий-дванадцятий день після брання льону, а перед пакуванням стеблової стрічки в рулон зробити це вдруге.

Робочі органи пакувального пристрою утворюють пресувальну камеру, в якій формування рулону супроводжується явищем пресування його шарів стеблової стрічки. Основною класифікаційною ознакою рулонних прес-підбирачів, що серійно випускаються кількома десятками фірм світу, є тип пресувальної камери – сталого чи змінного об'єму. Проаналізуємо детально деякі типові конструкції пресувальних камер цих машин, а також зупинимось на особливостях протікання в

них головної технологічної операції – пакування льоносировини в рулон. Зауважимо, що якість роботи преса, значною мірою, залежить від якості виконання саме цієї операції.

На рис. 1 представлена класифікація рулонних прес-підбирачі за типом та конструкцією пресувальної камери, яка може утворюватись за допомогою різних систем транспортерів, роликів, барабанів, притискачів та поверхні льоновища.



Рис. 1. Класифікація рулонних прес-підбирачів

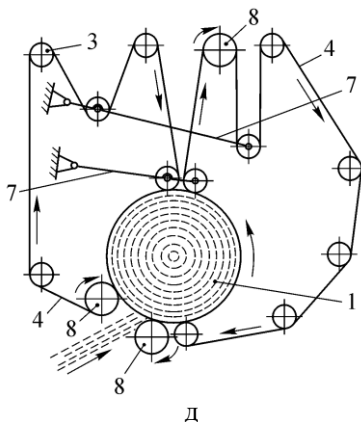
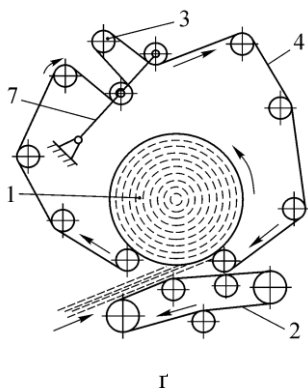
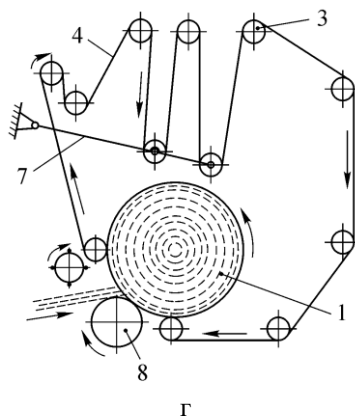
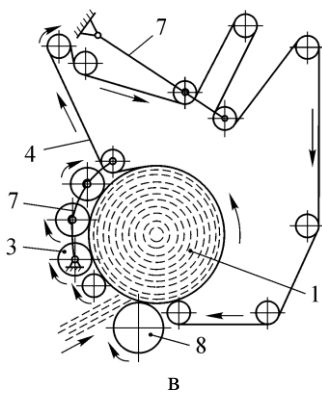
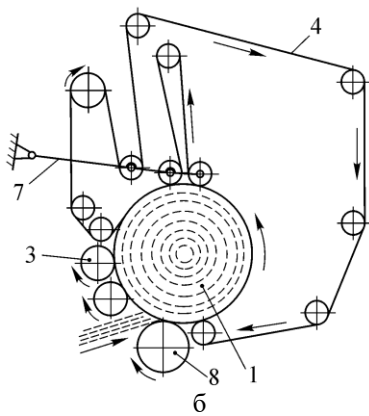
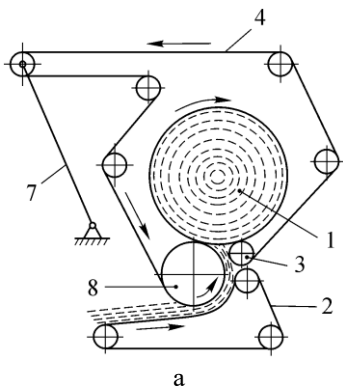
У пресах із змінним об'ємом камери найчастіше її формоутворюючими елементами є системи нескінченних пасів (пасові транспортери), які надають рулону обертального руху і намотують на нього стеблову стрічку, яка подається від підбирача машини. Із збільшенням в камері кількості стеблової маси зростає натяг нескінченних пасів і зменшується кутова швидкість обертання рулону. У деякий момент від початку процесу формування рулону починається переміщення важеля натяжного пристрою з роликками, яких огинають нескінченні паси. Як наслідок, об'єм пресувальної камери поступово збільшується. Основні типові схеми пресувальних камер змінного об'єму рулонних пресів дано на рис. 2, а, б, в, г, д, е, є.

За цілим рядом обставин, вітчизняні льонарі найчастіше застосовують прес ПРП-1,6, який є прототипом багатьох подібних машин (ПРУ-200, ПМ-1200 та інших). В першу чергу, він створений для сіно-соломистих матеріалів, але з пристосуванням ПРЛ-1 його використовують і для волокнистої маси льону [3]. Тут, пресувальна камера (рис. 2, а) утворюється однією системою нескінченних пасів 4, що огинають систему роликів 3 та приводяться в рух барабаном 8. На початку формування зародка рулону ці пасові транспортери 4, між роликом 3 та барабаном 8, створюють петлю діаметром 150...300 мм, що і є початковою формою пресувальної камери.

Як і у більшості рулонних пресів, робочий процес ПРП-1,6 складається з таких операцій: підбирання матеріалу з поля; транспортуванням матеріалу з одночасним його попереднім ущільненням в пресувальну камеру; пакування матеріалу в рулон з обмотуванням готового рулону шпагатом; вивантаження рулону на поле. Після виконання останньої операції всі механізми преса повертаються у вихідне положення і розпочинається формування наступного рулону.

Привод робочих органів ПРП-1,6, як і в інших пресів, здійснюється від валу відбору потужності трактора, з яким агрегатуються прес. Для регулювання щільності пресування в межах 100...200 кг/м<sup>3</sup> в конструкції використаний натяжний пристрій пасів 4, що представляє собою пневмогідросистему (на рис. 2 не показано), яка діє на важіль 7 з натяжним роликом. Деякі основні технічні характеристики відомих рулонних прес-підбирачів і, зокрема, для ПРП-1,6 з пристосуванням ПРЛ-1 дано в таблиці.

Операція пакування льоносировини в рулон складається із двох фаз: перша – заповнення й пресування початкової петлі пресувальної камери без зміни її діаметра (формування зародка рулону); друга – заповнення й пресування петлеподібної пресувальної камери із





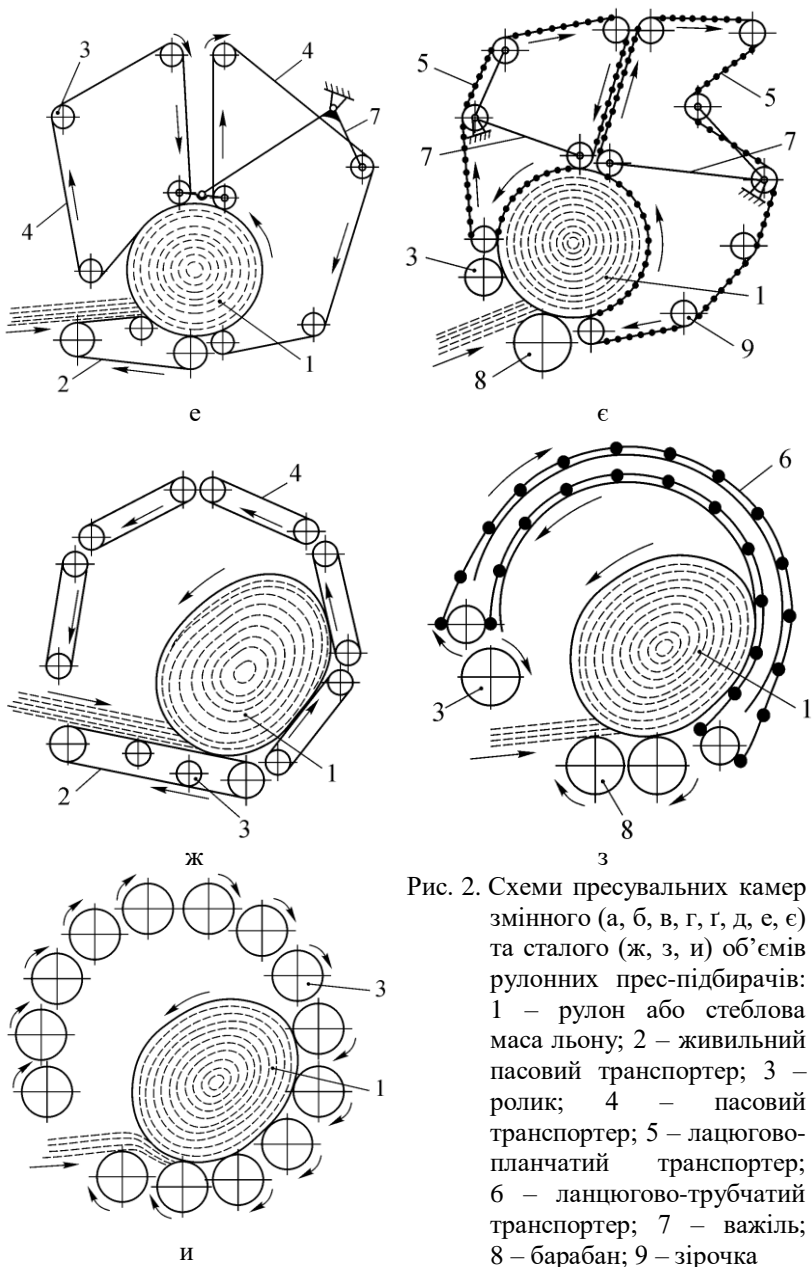


Рис. 2. Схеми пресувальних камер змінного (а, б, в, г, д, е, е) та сталого (ж, з, и) об'ємів рулонних прес-підбирачів: 1 – рулон або стеблова маса льону; 2 – живильний пасовий транспортер; 3 – ролик; 4 – пасовий транспортер; 5 – ланцюгово-планчатий транспортер; 6 – ланцюгово-трубчатий транспортер; 7 – важіль; 8 – барабан; 9 – зірочка

Таблиця Технічна характеристика рулонних прес-підбирачів

Фірма (країна)	Марка, модель	Тип	Максимальні параметри рулона		Показники машини		
			Діа- метр, м	Маса, кг	Маса, кг	Потуж- ність, кВт	Продуктив- ність
ВАТ "Ірпінмаш" (Україна)	ПР-1,2	2	1,3	300	1800	20	1,1 га/год
Завод с.-х. машин им. Фрунзе (Киргизія)	ПРП-1,6	2	1,6	350	2340	20	0,9 га/год
ОАО "Русхим- маш" (Росія)	ПРМ- 1200	2	1,8	630	1800	30	12 рулонів/год
ОАО "Бежецк- сельмаш" (Росія)	РПЛ-1500	2	1,4	220	2300	25	0,9 га/год
Hesston (США)	5530	2	1,4	250	1165	22	7 т/год
Hesston (США)	5540	2	1,8	550	1725	29	10 т/год
Hesston (США)	5800	2	1,8	680	1775	40	8...10 т/год
John Deere (США)	330	2	1,2	300	1385	33	14 т/год
John Deere (США)	530	2	1,8	850	1975	52	18 т/год
Case-IH (США)	3450	2	1,2	400	1250	44	15 т/год
Case-IH (США)	3650	2	1,8	800	1860	52	18 т/год
Gehl (ФРН)	RB 1460	2	1,5	450	1720	36	6...10 т/год
Gehl (ФРН)	RB 1860	2	1,8	900	2000	44	8...12 т/год
Massey Ferguson (США)	656	2	1,9	1000	2300	52	22 т/год
New Holland (США)	853	2	2,0	550	1950	44	8...13 т/год
New Holland (США)	856	2	2,3	1000	3390	88	18 т/год
Vermeer (США)	605J	2	1,9	1000	2300	44	20 т/год
Rivierre Casalis (Франція)	RC 121	2	1,4	270	1895	37	10 т/год
Dehondt (Франція)	480A	2	1,5	300	2000	45	0,75 га/год
Claas (ФРН)	R034	1	1,2	230	1350	29	10 т/год
Claas (ФРН)	R062	1	1,2	600	1800	29	12 т/год
Claas (ФРН)	R085	1	1,5	850	2100	51	14 т/год
Krone (ФРН)	KR 100	1	1,2	180	1000	25	4...8 т/год
Krone (ФРН)	KR 181	1	1,8	800	1700	33	8...18 т/год

Примітка. Тип пресувальної камери рулонного прес-підбирача:  
1 – сталого об'єму; 2 – змінного об'єму.

збільшенням її діаметра. Перша фаза, порівняно з другою, короткочасна. Після закінчення формування зародка (першої фази) на стеблову стрічку, яка подається в пресувальну камеру, накладається шпагат для відокремлення шарів матеріалу в рулоні. Це необхідно для механізації розмотування рулонів на льонозаводі.

Раніше проведені дослідження процесів пакування рослинних матеріалів в рулон [1, 2, 4, 5] показали, що пресування шарів в рулоні відбувається в основному в зонах їх контакту з опорними та натяжними роликками або барабанами аналогічно процесу прокатки, а гнучкі в'язі у вигляді нескінченних пасів виконують функції формоутворюючого елемента, що обертає рулон в камері. Стосовно ПРП-1,6, рулон 1 (рис. 2, а) в камері опирається на ролик 3 та барабан 8, причому паси 4 притискають його до останніх. Внаслідок обертання рулону пасами всі ділянки його шарів, безпосередньо або через сусідні шари, пресуються в зонах контакту з роликком та барабаном. Внутрішні шари (серцевина) рулону, оскільки на початку процесу його діаметр малий, а кутова швидкість найбільша, матимуть найвищу щільність, а зовнішні – найменшу.

Камери змінного об'єму, утворені однією системою нескінченних пасів та роликками і барабанами, найбільш поширені в прес-підбирачах відомих фірм США та Західної Європи. Як приклад таких конструкцій, на рис. 2, б, в, г зображено схеми камер пресування відповідно машин: Deutz-Fahr RB 4.60, New Holland 5850 та ПР-1,2. Зауважимо, що прес ПР-1,2 виготовлений на Україні ВАТ "Ірпінмаш" для льону-довгунцю.

У пресах типу Deutz-Fahr RB 4.60 та New Holland 5850 рослинна маса спочатку поступає у вільний простір між пасами 4 та роликками 3 і барабаном 8 (формується зародок). В міру збільшення діаметра рулону паси 4 прогинаються, важіль 7 з натяжними роликками піднімається вгору. Кут обхвату рулону пасами збільшується, причому в камері першого преса (рис. 2, б) збільшується й кількість роликків, що взаємодіють з рулоном. Камера на рис. 2, в містить чотири ролики, які закріплені на криволінійному важелі, і верхній з яких огинають паси. У камері на рис. 2, г формування рулону відбувається аналогічно як у попередніх двох камерах.

Пресувальна камера рулонного преса Vermeer 504С утворена двома системами нескінченних пасів (рис. 2, г): верхньою віткою живильного транспортера 2 і нижніми вітками пасових транспортерів 4. Формування рулонів в цій камері відбувається наступним чином: матеріал з льоновища підбирачем подається в клиновидну камеру, яка утворюється вищеназваними вітками пасів, що рухаються в

протилежні сторони з однаковою швидкістю. Після утворення зародка рулону, за рахунок зустрічного руху віток пасів 2, 4, формування рулону відбувається в петлеподібній камері. Рулон в камері опирається на два опорні ролики.

Аналогічно до попереднього відбувається процес формування рулону в камері преса Deutz-Fahr RB 3.56 (рис. 2, д), яка утворена двома системами нескінченних пасів 4 і барабаном 8. Особливістю конструкції є наявність двох важелів 7 з двома натяжними роликами на кожному. Важелі через ролики взаємодіють з кожною із систем пасів.

Одна з трьох систем нескінченних пасів, які утворюють камеру в пресі Welger RP 165 (рис. 2, е), паралельно виконує функції живильного транспортера. Натяжний пристрій пасів 4 містить один важільний механізм з трьома роликами, два з яких взаємодіють з рулоном і зверху тиснуть на нього. Початкова форма пресувальної камери – клиноподібна, рулон опирається на три ролики, швидкість усіх пасів однакова.

Безпасовий варіант пресувальної камери змінного об'єму дано на схемі рис. 2, є. Це камера прес-підбирача Krone Vario Pack 1500, у якого замість нескінченних пасів використано ланцюгово-планчаті транспортери 5. Тут, кожен транспортер має власний важільний механізм натяжного пристрою. Процес формування рулону в цьому пресі подібний тому, який описаний вище для схеми на рис. 2, д.

Як приклади пресувальних камер сталого об'єму розглянемо останні три схеми на рис. 2. Так, схема на рис. 2, ж представляє камеру преса Welger PR 180, яка утворена декількома короткими пасовими транспортерами. У цій камері операція пакування матеріалу в рулон розбивається на дві фази: в першій – матеріал, який подається живильним транспортером 2, накопичується в камері до тих пір, поки не заповнить весь її об'єм і не розпочне обертатись під дією пасів; в другій – новий матеріал, що подається, намотується на рулон до заданої щільності пресування.

На двох останніх схемах (рис. 2, з та и) дано безпасові варіанти пресувальної камери сталого об'єму. Камера, схему якої дано на рис. 2, з, утворена одним ланцюгово-трубчатим транспортером 6 та роликом 3 і двома барабанами 8. Труби транспортера 6 мають на кінцях ролики, які рухаються в криволінійних напрямних. Таке виконання пресувальної камери зустрічається в пресах ВАТ “Ірпіньмаш”, ОАО “Бобруйскагромаш”, Krone та інших.

Деякі рулонні преси, наприклад фірм Claas, Welger, мають схему камери, виконану у вигляді більше десятка, або й двадцяти роликів, що обертаються в одну сторону. Приклад такої схеми дано на

рис. 2, и для преса Claas Rollant 250. В останній модифікації цього преса верхні три ролики шарнірно закріплені на рухомому сегменті, який опускається з ними донизу на початку процесу [6]. Це забезпечує меншу нерівномірність розподілу щільності в поперечному сеченні рулона і дозволяє отримати високу щільність пресування як зовнішніх, так і внутрішніх його шарів.

**Висновки.** Необхідно відмітити, що рулонні прес-підбирачі з камерою сталого об'єму, особливо безпасові (рис. 2, з та и), мають досить просту конструкцію, а також високу довговічність робочих органів. Поряд з цим, основними недоліками таких пресів є: значні пошкодження стебел льону в зовнішніх шарах рулону внаслідок перетирання стебел під час взаємодії з роликами; висока енергомісткість процесу пресування; в камері складно забезпечити паралельність стебел та відсутність переплутування їх між собою, що є найважливішими умовами пакування останніх в рулон; між шарами матеріалу не прокладається шпагат, що надзвичайно погіршує умови розмотування рулонів на льонозаводах [3].

Сучасна практика [6, 7, 8] і результати проведеного вище аналізу показують, що найбільш поширеною та перспективною, особливо в умовах порівняно невеликих господарств, є схема пакування льоносировини в камері змінного об'єму. Крім того, для льону найчастіше застосовуються пасові варіанти цієї камери, ніж безпасові (наприклад, рис. 2, є).

Типовими, з огляду на операцію пакування в камері змінного об'єму, є наступні недоліки рулонних прес-підбирачів: внаслідок проковзування пасів на приводних барабанах або роликах стебла перетираються, переплутуються та скручуються і, перекошуючись відносно поздовжньої осі рулону, утворюють на його поверхні так звану "сітку"; значні витрати шпагату при відокремленні шарів стебел в рулоні (на 1 га необхідно біля 3 км шпагату); значні пошкодження та ущільнення внутрішніх шарів (серцевини) рулону (переущільнення серцевини погіршує процес сушіння та вимочування рулонів).

Крім того, щоб усунути зазначені недоліки, необхідно забезпечити високу продуктивність та надійність технологічного процесу пресів за змінних умов роботи, зокрема при різних параметрах стеблової стрічки льону. Прес повинен відтворювати високі функціональні показники, пов'язані з якістю виконання технологічного процесу, на збиранні сіно-соломистих та волокнистих матеріалів.

## Література

1. Льюнборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., Васильев Г.К., Можаров Б.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Черников В.Г. Машины для уборки льна (конструкция, теория и расчет). – М.: ИНФРА-М, 1999. – 210 с.
3. Быков Н.Н., Луценко В.М., Смирнов В.И. Уборка льна. Борьба с потерями продукции. – М.: Агропромиздат, 1990. – 80 с.
4. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
5. Особов В.И., Васильев Г.К. Сеноуборочные машины и комплексы. – М.: Машиностроение, 1983. – 304 с.
6. Клубук Н.О., Толстушко М.М. Аналіз та напрямки вдосконалення технічних засобів для пресування стебел льону // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник за напрямом “Інженерна механіка”. Вип. 11. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002. – С. 187 – 198.
7. Залужний В.І., Сидорчук О.В., Проценко Ю.О. Перспективні напрямки технологій та розробки машин для приготування і піднімання лляної трести // Техніка АПК. – 2004. – №10 – 11. – С. 16 – 18.
8. Саченко В.І., Проценко Ю.О., Залужний В.І., Хайліс Г.А. Льонарям – вітчизняну техніку // Техніка АПК. – 2004. – №12. – С. 19 – 21.

УДК 631.35:633.521

Г.А. Хайліс, д.т.н.  
Луцький державний технічний університет  
А.Ю. Горбовий, к.т.н.  
Національний аграрний університет

### **АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПЛЮЩЕННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ЦИЛІНДРИЧНИМИ ВАЛЬЦЯМИ**

*Наведено результати дослідження та проаналізовано процес плющення стебел льону циліндричними вальцями.*

**Постановка проблеми.** Збирання льону з плющенням стебел є перспективним напрямком у механізації збиральних робіт цієї культури. Результати досліджень, виконаних по плющенню стебел з

утворенням по всій довжині поздовжніх тріщин перед вилежуванням, показують, що завдяки площенню вилежування льону прискорюється на 8-12 днів у порівнянні з вилежуванням не площених стебел, а якість трести, що досягається внаслідок площення, є доброю.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Площення стебел у машинах виконується за допомогою вальців. Процес площення стебел досліджувався рядом авторів [1, 2], однак досліджений він без урахування властивостей льону опиратись стиску, закладених у діаграмі поперечного стиску стебла льону [4].

**Мета дослідження.** Метою статті є аналіз процесу площення стебел льону на основі закономірностей поперечного стиску стебел трубочатої будови, встановлених професором Г.А. Хайлісом [3, 4, 5].

**Результати дослідження.** На рис. 1 представлені схеми поперечного стиску стебла й залежність деформації від тиску площення.

Як видно зі схем 1, а і 1, б, поперечний стиск здійснюється під дією плоских деформаторів (пластин), котрі рухаються на зустріч одна одній під дією сил  $P$ . При такому дослідженні визначається залежність відносного стиску  $\varepsilon$  від тиску площення  $q$  за формулами:

$$q = \frac{P}{Bd}; \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta d}{d}, \quad (2)$$

де  $P$  - стискаюча сила;  $B$  - ширина площадки стиску (довжина ділянки стебла, на котрій діє сила  $P$ );  $d$  - діаметр стебла;  $\Delta d$  - абсолютна деформація стебла.

За результатами розрахунків по формулі (1) були побудовані діаграми стиску стебла. Найбільш характерна з них представлена на рис. 1, в.

На початку діаграма має прямий відрізок  $OA$ , на котрому відносний стиск пропорційний діючому тиску. При подальшому збільшенню навантаження деформація зростає ще більше (відрізок  $ABG$ ), при цьому починається розплющення стебла. Якщо на цьому відрізку у якій-небудь точці  $B$  розвантажити стебло, то крива розвантаження буде мати вигляд  $BCD$ , а повторне навантаження піде по кривій  $DEG$ . Відрізок  $GH$ , на котрому деформація різко зростає, а навантаження несуттєво зменшиться, може супроводжуватись утворенням тріщини. Для свіжовибраних стебел льону відрізок  $GH$

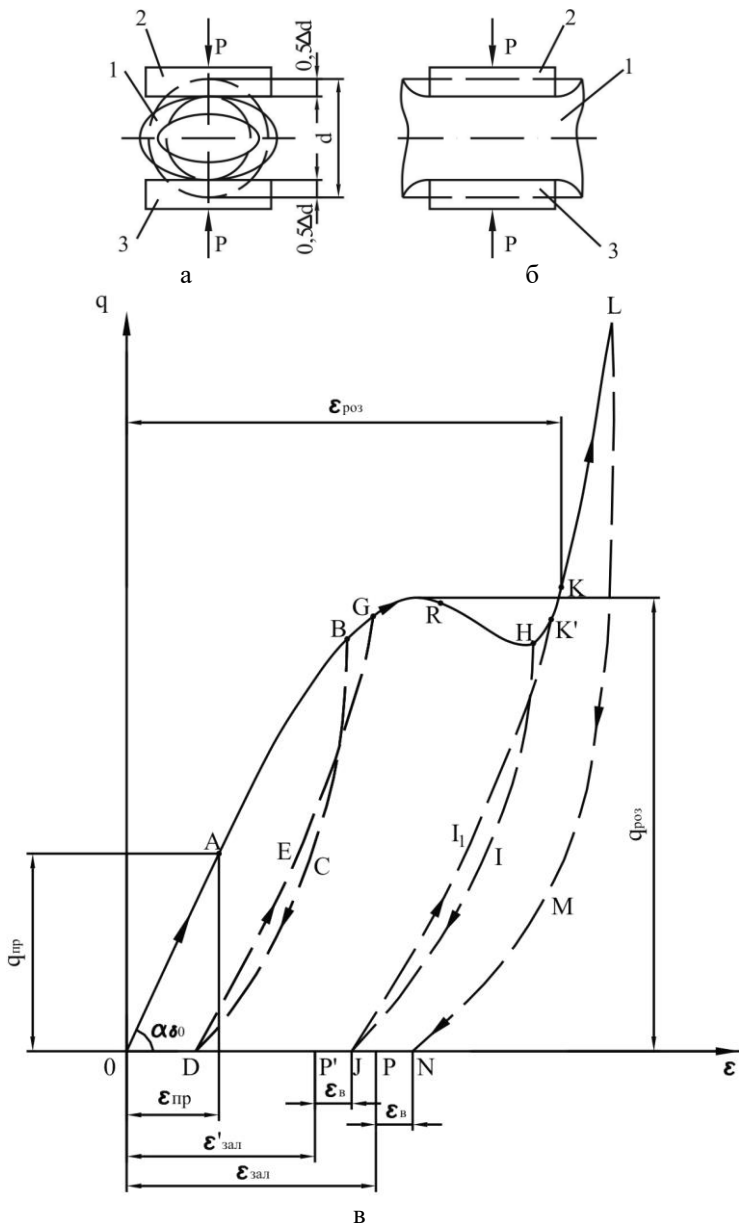


Рис. 1. Схема поперечного стиску частини стебла (а і б) і діаграма стиску (в): 1 – стебло; 2 і 3 – деформатори



нахилений донизу або вгору. Розвантажуючи стебло в точці  $H$ , отримаємо криву  $HJJ$ , повторне навантаження піде по кривій  $JK'$ . На відрізку  $HK'K$  стінки трубки, котрі утворюють стебло, закриваються повністю тому при подальшому стиску деформується вже безпосередньо матеріал стебла (відрізок  $KL$ ). Під час розвантаження в точці  $L$  отримаємо криву  $LMN$ . Відновлення діаметра стебла на початку протікає повільно, а потім іде все швидше. Після зняття навантаження деформація стебла частково відновлюється на величину  $NP$ , якщо навантаження зняте у точці  $N$ , або на величині  $JP'$ , якщо навантаження було зняте у точці  $H$ . Це явище називається пружною післядією. На діаграмі показані три розвантажувальні криві і дві криві повторного стиску, але число цих кривих може бути значно більше, так як розвантаження можна розпочати з будь якої точки кривої  $OABGHK'KL$ .

Представлена на діаграмі величина  $q_n$  представляє собою границю пропорційності,  $\varepsilon_{np}$  - відносний стиск, котрий їй відповідає; величина  $q_{роз}$  - це тиск, при котрому трубка стебла повністю розплющується (часто з утворенням тріщини),  $\varepsilon_6$  - пружна деформація, на котру стебло відновлюється після зняття навантаження,  $\varepsilon_{роз}$  - деформація, котра відповідає повному розплющенню стебла,  $\varepsilon'_{кін}$  і  $\varepsilon_{кін}$  - кінцеві деформації (в точках  $P'$  і  $P$ ).

Скористаємось наведеними даними для розробки методу визначення наступних параметрів процесу плющення стебел вальцями: тиску плющення, сили плющення, відносної деформації при плющенні, кількість рядів вальців, зазор між вальцями у місці плющення, відстань між рядами вальців.

На рис. 2 наводиться схема плющильного пристрою, котрий складається з двох рядів попарно розміщених циліндричних плющильних вальців. Лінії  $O_1O'_1$  і  $O_2O'_2$  вальців, розташованих вертикально, самі осі  $O_1, O'_1, O_2, O'_2$  вальців розташовані горизонтально. Напрямки обертання вальців показані на схемі.

Працює пристрій таким чином. Стебла, котрі попадають на плющення подаються в горизонтальному положенні зліва на право в простір між першою парою вальців. Стебла можна подавати по одному, але можна й шаром, розташовані паралельно до осей  $O_1$  і  $O'_1$  вальців. Проходячи простір між вальцями шириною  $a_1$ , стебла

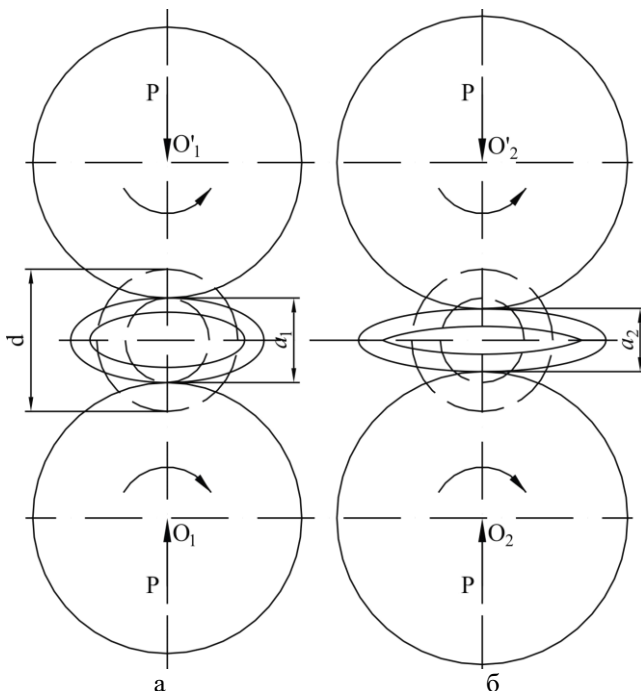


Рис. 2. Схема плющення стебла між вальцями площинного пристрою: а – перша пара вальців; б – друга пара вальців

стискаються по такій кривій, як  $OAB$  на рис. 1, в (це початок плющення), а після виходу з указанного простору стебла за рахунок своєї пружності трохи відновлюють свої розміри по кривій  $BCD$  на рис. 1, в. Залежно від тиску, котрий створюється між вальцями, початок розвантаження може бути не в точці  $B$ , а у другій точці, наприклад, у точці  $R$ , тоді розвантаження відбудеться з точки  $R$  по кривій, еквідистантній до кривої  $BCD$ . Після виходу з зони першої пари вальців стебла поступають у простір шириною  $a_2$  другої пари вальців і другий раз стискаються (плющуються), початок цього плющення може проходити по кривій  $DEG$ , якщо крива плющення стебла в зоні першої пари вальців закінчується у точці  $D$  (рис. 1, в), або по другій кривій повторного стиску, котра починається на діаграмі у точці, де закінчилось плющення стебла першої пари вальців. Стиск стебла у другій парі вальців буде ще продовжуватись по такій кривій стиску, як  $GRHK'$ , а під час виходу із зони другої пари вальців стебло

за рахунок своєї пружності частково відновлює свої розміри, тоді ця крива розвантаження може піти по кривій *HIJ* або по іншій кривій еквідистантній до кривої (лінії) *HIJ*.

За другою парою вальців могли би бути встановлені ще вальці, тоді стебла, які виходять із другої пари вальців, проходять через простір третьої та інших пар вальців; ці процеси проходили б за такими ж законами, за якими б вони плющились у перших двох парах вальців. Але установка на машині багатьох пар вальців ускладнює її конструкцію, тому аналізувати більшу кількість пар вальців є недоцільно і ми зупинимось на системі з двох пар вальців.

Теоретично можна вважати, що достатньо мати одну пару вальців. Ця пара справиться з покладеними на неї функціями, якщо стебла, котрі поступають паралельно до осей вальців, розташовані рівним шаром, перекося в їх розташуванні відсутні, а тиск одного вальця на другий достатній для плющення стебел. В іншому випадку доцільно мати дві пари вальців на випадок, якщо в першу пару вальців поступають перекошені стебла, то під час їх виходу з цієї пари можна розраховувати на зміну положення стебел і зменшення їх перекося. Тоді в зону другої пари вальців поступають стебла краще зорієнтовані і відповідно покращиться якість плющення.

Слід також мати на увазі, що нам потрібно забезпечити тільки розплющування стебел з утворенням поздовжніх тріщин, а стискати матеріал трубок стебел нам не потрібно, тому з діаграми на рис. 1, в для подальшого аналізу нам потрібна тільки частина *OABGRHK'K* кривої діаграми. Така діаграма побудована на рис. 3.

Для побудови діаграми плющення необхідно знати закономірності опору матеріалів, зокрема, опору стебел стиску, тобто потрібно мати діаграму стиску стебел, котрі підлягають плющенню.

Властивістю таких діаграм є те, що площа під їх кривою характеризує в певному масштабі роботу, котра затрачена на плющення стебел. На рис. 3, це буде площа *OABGRHK'KN'O*.

Якщо плющення стебла забезпечують дві пари вальців, то доцільно, щоб на кожну пару вальців припадало приблизно 50 % роботи, що затрачається для його плющення. Це значить, що у зоні першої пари вальців стискання повинно бути здійснено по кривій *OABG* до деякої точки *R*, яка ділить частини кривої стиску *BGRHK'K* приблизно на дві рівні частини. Стискання стебла по другій частині *RHK'K* кривої повинна забезпечити друга пара вальців. Це нами враховано при зображенні діаграми необхідного стиску стебла

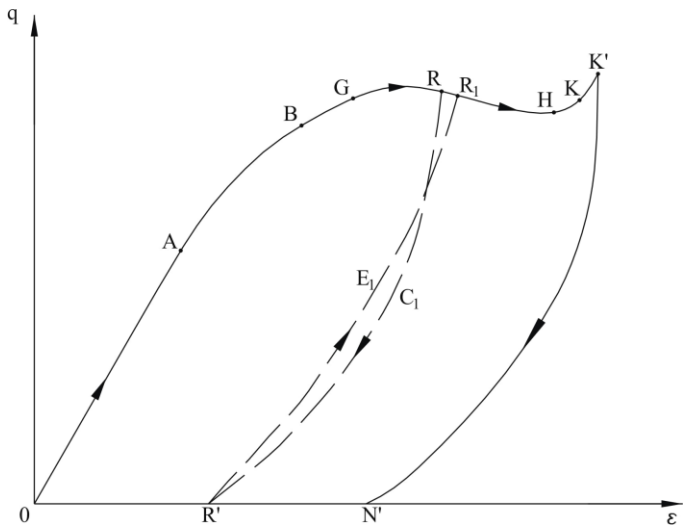


Рис. 3. Діаграма необхідного плющення стебла льону двома парами вальців

двома парами вальців. На рис. 3 штриховими лініями показані криві розвантаження  $RC_1R'$  стебла, після проходження зони першої пари вальців і навантаження  $R'E_1R_1$  стебла при його стисканні у зоні другої пари вальців, показана також суцільною лінією розвантажувальна крива  $KN'$  (після стискання стебла у другій парі вальців).

Діаграми на рис. 1 і 3 побудовані як функції  $q$  від  $\epsilon$ , але таку діаграму можна будувати і як функцію  $\epsilon$  від  $q$ . Таку діаграму будувати було б більш правомірно (правильніше), оскільки  $\epsilon$  міняється залежно від  $q$ . На рис. 4, а, б і в показані такі діаграми, котрі з врахуванням приведених роздумів для тих випадків, коли велика частина навантаження на плющення припадає на другу пару вальців (а), навантаження порівняно однакове у обидвох пар вальців (б) і навантаження більше у першій парі вальців (в).

Відносний стиск стебла після проходження першої пари вальців відповідає положенням точок  $D, R'$  і  $J$  на діаграмах стиску, позначимо його  $\epsilon_1$ . Аналогічно отримаємо, що відносний стиск стебел після проходження другої пари вальців відповідає положенню точки  $N'$  на діаграмах. Позначимо його  $\epsilon_2$ .

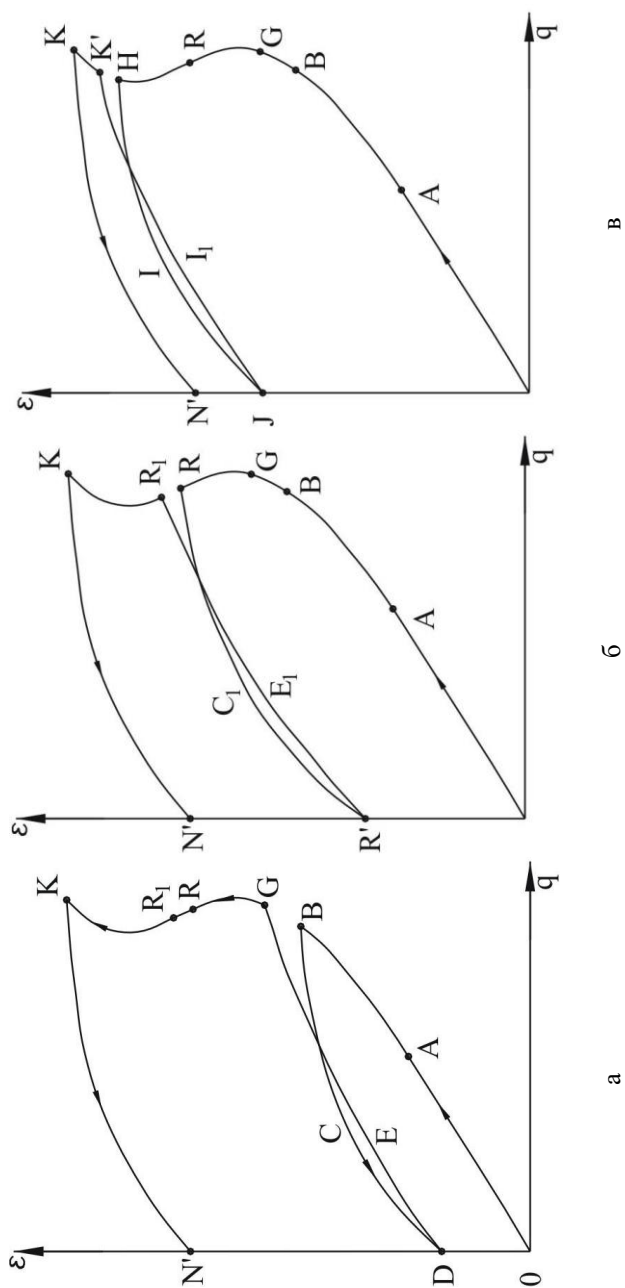


Рис. 4. Діаграма площення стебла в пристрої з двома парами вальців у координатах "відносний стиск - тиск":  
 а – менше навантаження у першій парі вальців; б – навантаження порівняно однакове в обох пар вальців; в – менше навантаження у другій парі вальців

Згідно з рівністю (2),  $\varepsilon = \Delta d_1 / d$  де,  $\Delta d_1$  - деформація січення стебла при проходженні зони першої пари вальців.

$$\text{При } \Delta d_1 = d - a_1, \varepsilon = \frac{d - a_1}{d} \text{ або} \\ \varepsilon = 1 - \frac{a_1}{d}. \quad (3)$$

Відносному стиску  $\varepsilon_1$  на графіку відповідає тиск, близький до тиску в точці  $G$  і при якому закінчується плющення у зоні першої пари вальців, позначимо його  $q_G$ ; такий тиск на стебло з боку вальців у момент, коли стебло виходить з першої пари вальців. Якщо у відповідності з (2)  $q_G$  перемножити на  $B$  і  $d$ , а замість  $B$  ввести довжину  $\ell$  стебла, по котрій на нього діють вальці, тоді отримаємо силу  $P_G$  тиску вальців на стебло у момент, коли закінчується плющення у зоні першої пари вальців:

$$P_G = q_G \times B \times d = q_G \times d \times \ell. \quad (4)$$

Для процесу плющення у зоні другої пари вальців згідно з рівністю (2)  $\varepsilon_2$  буде рівне  $\frac{\square d_2}{d}$ , де  $\square d_2$  - деформація січення стебла при його проходженні зон першої і другої пар вальців.

Параметр  $\square d_2$  рівний  $d - a_2$ , тоді

$$\varepsilon_2 = \frac{d - a_2}{d} = 1 - \frac{a_2}{d}. \quad (5)$$

Так як при закінченні плющення стебла стінки його трубки стикаються одна з другою, тоді  $\varepsilon_2 = \frac{d - 2\delta}{d}$ , де  $\delta$  - товщина стінки трубки стебла. Тоді  $\varepsilon_2$  рівне

$$\varepsilon_2 = 1 - \frac{2\delta}{d}. \quad (6)$$

При порівнянні рівностей (5) і (6) видно, що  $a_2$  повинно бути рівним:

$$a_2 = 2\delta. \quad (7)$$

Відносному стиску  $\varepsilon_2$  на діаграмі (рис. 1, в) відповідає тиск у точці  $K$ , при котрому, закінчується плющення стебла у зоні другої пари вальців. Позначимо його  $q_K$ , це тиск на стебло, при котрому він покидає зону другої пари вальців. Якщо згідно з рівністю (4)

перемножити  $q_K$  на  $Bid$ , де  $B$  довжина  $\ell$  стебла, по котрій на стебло, діють вальці, тоді отримаємо силу  $P_K$  тиску вальців на стебло у момент, коли закінчується плющення у зоні другої пари вальців:

$$P_K = q_K \times B \times d = q_K \times d \times \ell . \quad (8)$$

Для того, щоб у зоні другої пари вальців також відбувалось плющення, необхідно, щоб

$$a_1 > a_2 .$$

Причому, чим більша різниця  $a_1 - a_2$ , тим більше навантаження на другу пару вальців.

Вищеотримані залежності (6) і (7) для визначення відносного стиску  $\varepsilon_2$  і відстані  $a_2$ . Для визначення параметра  $a_1$  врахуємо, що з аналізу діаграми на рис.4 і приведених даних про значення  $\varepsilon_1$  на цих діаграмах ми отримуємо іншу умову завантаження обох пар вальців:  $\varepsilon_1 \approx 0,5\varepsilon_2$ . Якщо у цю рівність підставити значення  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$  по (3) і (6) із врахуванням (7) і тоді розв'язати отримане рівняння відносно  $a_1$ , тоді отримаємо:

$$a_1 \approx 0,5 \times (d + a_2) \approx 0,5 \times d + \delta . \quad (9)$$

Такою повинна бути відстань  $a_1$ .

Сила  $P$ , яка тисне на валець, може виникнути в опорах вальця як сила реакції цих опор, коли на валець тисне сила опору затисненого стебла розплющенню, або як сила стиску пружин, які діють на вал вальця. Перший випадок схематично зображений на рис.2. Другий випадок буде описаний далі.

У першому випадку зазори  $a_1$  і  $a_2$  постійні, а це означає, що є постійними і відстані  $O_1O'_1$  і  $O_2O'_2$ , сила  $P$  у цьому випадку залежить від довжини стебла і опору розплющуванню та визначається вона за формулами (4) і (8).

Якщо тиск на кінці осей вальців виявляється за рахунок сил пружного стиску пружин, тоді через зміни сили опору стебла плющенню буде мінятися і сила тиску пружин; при роботі такого вальцевого пристрою положення осі одного вальця у кожній парі вальців буде мінятися відносно осі другого вальця, мінятися при цьому будуть і фактичні значення й відстаней  $a_1$  і  $a_2$ . У цих пристроях мінімальні значення відстаней  $a_1$  і  $a_2$  повинні бути такими, які ми отримуємо від розрахунків за формулами (7) і (9), сили тиску пружин повинні бути такими, якими отримуються розрахунком за формулами

(4) і (8). За таких умов колювання осей вальців будуть зведені до мінімуму.

Розроблена вище теорія справедлива для випадку плющення стебел циліндричної форми. Якщо ж стебла мають конусність, тоді через те, що ця конусність доволі незначна, основні положення цієї теорії залишаються у силі; різниця тільки у тому, що ті частини вальців, котрі впливають на більш потовщені частини стебел, будуть відчувати великі навантаження. Розрахунки в цьому випадку повинні вестися для середніх частин стебел.

**Висновки.** Встановлені необхідні закономірності плющення стебел льону в пристроях з однією і двома парами вальців та основні параметри пристроїв.

#### Література

1. Особов В.И., Васильев Г.К., Голяновский А.В. Машины и оборудование для уплотнения сено-соломистых материалов. -М.: Машиностроение, 1974. -231 с.
2. Особов В.И., Васильев Г.К. Сеноуборочные машины и комплексы. - М.: Машиностроение, 1983. -304 с.
3. Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н. и др. Льноуборочные машины. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
4. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. - 374 с.
5. Хайліс Г.А, Горбовий А.Ю., Гошко З.О., Ковальов М.М. та ін. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів. - Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. – 268 с.



Г.А. Хайліс, д.т.н., Л.М. Дацюк, С.Ф. Юхимчук, к.т.н.  
Луцький державний технічний університет

## ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМОГО КУТА ПЕРЕКОСУ БРАЛЬНОГО ШКІВА

*У статті наведено результати експериментальних досліджень для визначення допустимого кута перекосу брального шківів у криволінійному ривчаку брального апарата на лабораторній установці, яка відтворює потрібну частину ривчака. У дослідженні враховано обмеження на тиск та побудовано графічні залежності тиску від кута перекосу встановлення шківів за різних початкових натягів паса.*

**Постановка проблеми.** При бранні льону бральним апаратом, стебла, що потрапляють у бральні ривчаки, перебувають під певним тиском з боку шківів і пасів. Тиск на стебла буде зростати, коли консольна вісь шківів буде мати певний кут перекосу. Знаючи обмеження тиску в бральних ривчаках, потрібно знайти допустимі кути перекосу бральних шківів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** З літературного огляду не встановлено, які кути перекосу бральних шківів у криволінійних ривчаках можуть бути. Відомо [1], що тиск у бральних ривчаках не повинен перевищувати 200–250 кПа, в іншому випадку буде пошкодження стебел льону. Встановлено [1], що за потовщення стрічки льону стебла менш пошкоджуються.

**Мета дослідження.** Визначити допустимі кути перекосу бральних шківів у криволінійних ривчаках брального апарата за умови найменшого пошкодження стебел льону при різних початкових натягах паса.

**Результати дослідження.** Вплив перекосу встановлення брального шківів на тиск у криволінійному ривчаку досліджувався за допомогою лабораторної установки (рис. 1).

Ця установка складається з обгумованого шківів 1 Ø240 мм та пасової передачі, пас якої огинає шків 1. Пас довжиною 2200 мм для лабораторної установки взятий із брального апарата серійного льонокомбайна ЛК – 4А. Ведучий 3 і ведений 4 шківів пасової передачі кріпляться на рамі 14 установки. Для цього вал ведучого шківів 3 обертається у підшипникових опорах рами 14, а до кінця вала жорстко приєднана корба 8. Ведений шків 4 обертається на нерухомій осі, яка з'єднана з натяжною вилкою 5. Стержень вилки 5 міститься в отворі

рами 14, на нього надіта пружина 6, яка стискається регулювальними гайками 7. Для цього, ведений шків 4 натягує пас з певним зусиллям. Щоб виключити повертання осі веденого шківа 4 початок стержня має квадратний переріз, який входить у квадратний отвір пластини рами 14.

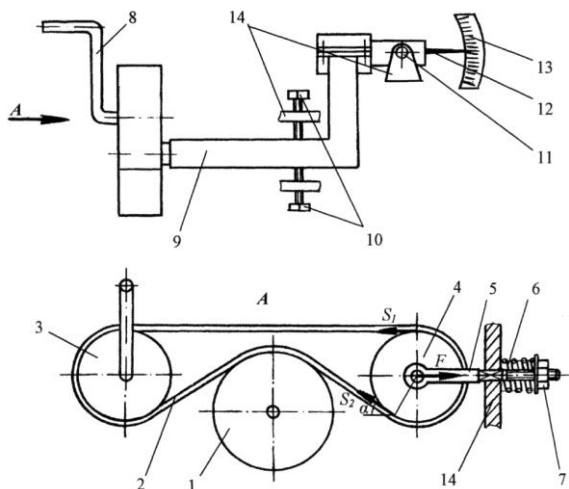


Рис. 1. Схема лабораторної установки для дослідження впливу перекосу встановлення шківа на тиск у криволінійному рівчаку: 1 – обгумований шків; 2 – пас; 3 – ведучий шків; 4 – ведений-натяжний шків; 5 – вилка із стержнем з різьбою; 6 – пружина; 7 – регулювальні гайки; 8 – корба; 9 – кронштейн; 10 – регулювальні гвинти; 11 – шарнір; 12 – стрілка; 13 – транспортир; 14 – рама

Досліди проводились таким чином. За допомогою регулювальної гайки 7 стискали пружину 6 натяжного механізму веденого шківа 4. Знаючи деформацію пружини та її жорсткість, визначали необхідну силу початкового натягу паса.

Кут перекосу встановлення шківа 1 відносно пасу 2 виставляли наступним чином. Відкручуючи верхній утримуючий гвинт і підкручуючи нижній 10 добивалися, щоб стрілка 12 показувала на циферблаті 13 необхідне значення кута перекосу.

Після зазначених регулювань установки, зображеної на рис. 1, до зазору між пасом і паралельно до осі шківа підносився давач вимкненого приладу [2]. Для повертання корбою веденого шківа давач приладу для визначення тиску зацімлювався між пасом та шківом. Корбу повертали до моменту, коли давач приладу займе положення

посередині зони охоплення пасом шківа. Після цього вмикали прилад для визначення тиску [2] і записували його показ у журнал.

Досліди проходили з триразовою повторюваністю, після чого отримані значення оброблялись статистично.

Кут перекосу  $\psi$  в досліді змінювався від 0 до  $2,5^\circ$  з інтервалом  $0,5^\circ$ . Початковий натяг  $F_o$  пасової передачі задавали 900, 1000 і 1100 Н, що відповідає розрахунковим натягам брального паса у першому, другому та третьому бральному рівчаку [3], під час досліді статистична похибка була в межах 2,7 – 4,8.

За отриманими середніми значеннями тиску будувались графіки залежності тиску  $q$  від кута перекосу  $\psi$  встановлення шківа за різних початкових натягів  $F_o$  паса (рис. 2).

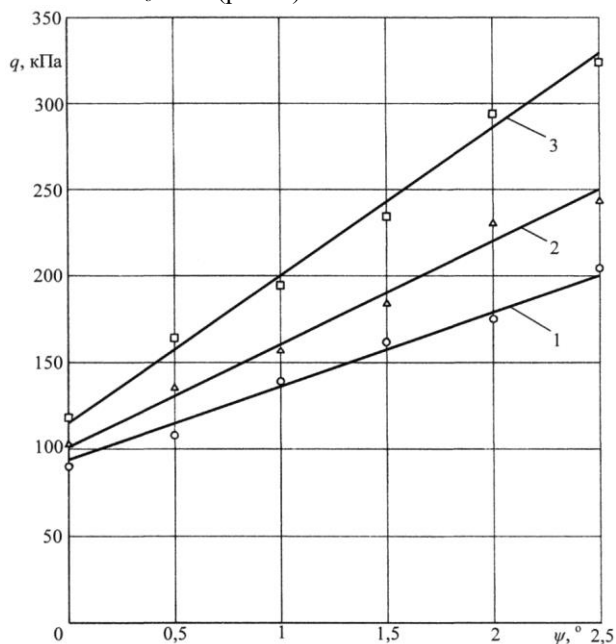


Рис. 2. Залежності тиску  $q$  від кута перекосу  $\psi$  встановлення шківа за різних початкових натягів  $F_o$  паса: 1 –  $F_o=900$  Н, 2 –  $F_o=1000$  Н, 3 –  $F_o=1100$  Н

**Висновки.** Аналізуючи отримані графіки, бачимо, що тиск у бральних рівчаках збільшується зі збільшенням кута перекосу шківа відносно паса. Залежність тиску  $q$  від кута  $\psi$  за  $\psi$  значень до  $2,5^\circ$  має прямулінійний характер. Зростання тиску  $q$  під час збільшення  $\psi$ ,

більше за початкового натягу  $F_0 = 1100$  Н. Це видно з того, що лінія 2 кругіша за лінію 1, а 3 – за 2.

Знаючи, що тиск у бральних рівчаках не повинен перевищувати 200–250 кПа, що за потовщення стрічки льону стебла менш пошкоджуються, тому приймаємо обмеження на тиск у першому бральному рівчаку до 200 кПа, в другому до 225 кПа, а в третьому до 250 кПа. Користуючись графіками рис. 2, записуємо допустимі перекоси встановлення бральних шківів у першому рівчаку допускаються до  $2,5^\circ$ , в другому – до  $2^\circ 10'$ , в третьому – до  $1^\circ 52'$ .

#### Література

1. Лыноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985.– 232 с., ил.
2. Дацюк Л.М. Обґрунтування параметрів змінних брального і підбирально-повертального апаратів льонозбиральної машини: Дис ...канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк: ЛДТУ, 2005. – 157 с.
3. Дацюк Л.М. Визначення натягу паса і тиску в криволінійному рівчакові льонобрального апарату // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 6. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. – С. 54–59.

УДК 621.851

Г.А. Хайліс, д.т.н., М.І. Морозов, к.т.н., Н.С. Ткаченко  
Луцький державний технічний університет

### **ПРО ЗМІНУ СИЛИ НАТЯГУ ЖОРСТКОГО ПАСУ, ЩО ОХОПЛЮЄ ШКІВ**

*У статті розглядається деформація жорсткого пасу і визначаються сила натягу цього пасу і його тиск на поверхню шківів.*

Питання визначення сили натягу гнучкого тіла (пасу), що охоплює шків, і його тиску на шків являють значний інтерес. Раніше ці питання розглянуті без врахування жорсткості гнучкого тіла [1, 2, 3, 4] або з врахуванням його жорсткості, але без повного врахування всіх впливаючих факторів [5]. Нижче розв'язується ця задача.

На рис.1 представлено гнучке тіло, що охоплює нерухомий шків і рухається відносно нього рівномірно зі швидкістю  $v$ . Виділимо на частині пасу елемент гнучкого тіла (на рис. заштрихований). На цей елемент, якому відповідає кут  $d\alpha$ , діють такі сили (за умови статичного розрахунку): сила натягу  $S$ , напрямлена обернено рухові,

сила натягу  $S + dS$ , що діє за рухом, сила реакції поверхні шківа  $dN$ , сила тертя  $dF$ , напрямлена проти руху, поперечні сили  $Q$  і  $Q + dQ$ , пари сил з моментами  $M$  і  $M + dM$  (тут  $dS$ ,  $dQ$  і  $dM$  - прирости сили натягу, поперечної сили і моменту по довжині елементу гнучкого тіла).

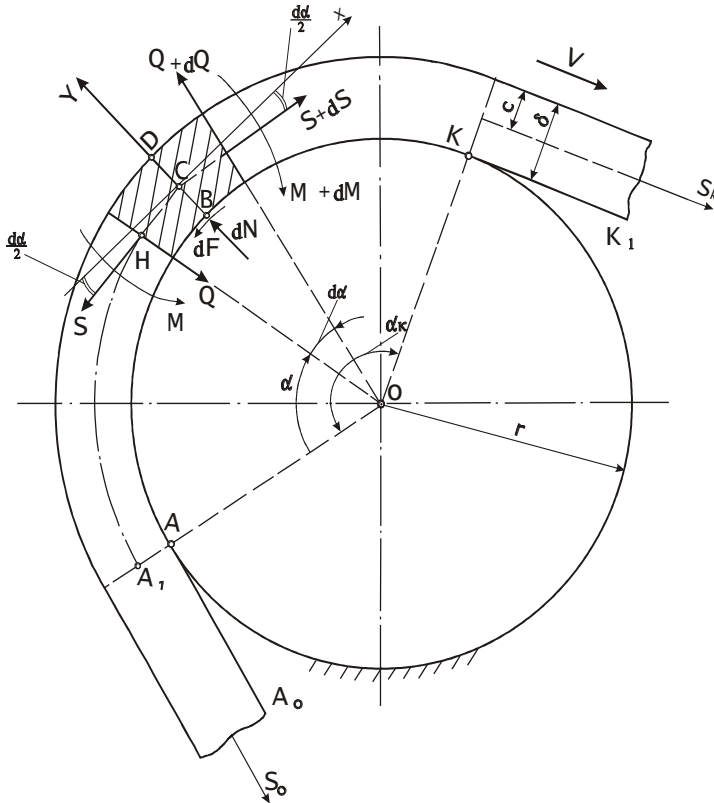


Рис. 1. Схема до визначення сили натягу пасу з врахуванням його жорсткості

Через малі швидкості руху сили інерції не враховуються. Маса гнучкого тіла через мале значення також не враховується. Вважаємо, що гнучке тіло не розтягується і згинається за законами, викладеними в курсі опору матеріалів (згин балок), причому опір згину незначний і тіло повністю прилягає до поверхні шківа.

Проведемо осі координат  $x$  і  $y$  так, як показано на схемі (через точку  $C$  по середині нейтрального шару елемента). Довжину

елемента по лінії тіла, що співпадає з його нейтральним шаром, позначимо  $d\ell$ , товщину тіла позначимо  $\delta$ , а відстань від лінії дії сили натягу  $S$ , що проходить через точку  $C$ , до верхнього краю тіла позначимо  $c$  (тобто  $c=CD$ ). Складемо суму проєкцій сил на осі  $x$  і  $y$  з врахуванням того, що  $\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$ ,  $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$ ,  $dQ \frac{d\ell}{2} \rightarrow 0$ ,  $dQ \frac{d\alpha}{2} \rightarrow 0$ ,  $dS \frac{d\alpha}{2} \rightarrow 0$ , і суму моментів відносно точок  $B$ ,  $C$  і  $D$ :

$$\sum X_i = -dF + S + dS - S + Q \frac{d\alpha}{2} + (Q + dQ) \frac{d\alpha}{2} = 0;$$

$$\sum Y_i = dN + (Q + dQ) - Q - (S + dS) \frac{d\alpha}{2} - S \frac{d\alpha}{2} = 0;$$

$$\begin{aligned} \sum M_B &= M - M - dM + S(\delta - c) - \\ &- (S + dS) \cdot (\delta - c) + Q \frac{d\ell}{2} + (Q + dQ) \frac{d\ell}{2} = 0; \end{aligned}$$

$$\sum M_C = M - M - dM - dF(\delta - c) + Q \frac{d\ell}{2} + (Q + dQ) \frac{d\ell}{2} = 0;$$

$$\begin{aligned} \sum M_D &= M - M - dM - S \cdot c + (S + dS) \cdot c - dF \cdot \delta + \\ &+ Q \frac{d\ell}{2} + (Q + dQ) \frac{d\ell}{2} = 0. \end{aligned}$$

Провівши скорочення, отримаємо:

$$\sum X_i = -dF + dS + Q \cdot d\alpha = 0; \quad (1)$$

$$\sum Y_i = dN + dQ - S \cdot d\alpha = 0; \quad (2)$$

$$\sum M_B = -dM + Q \cdot d\ell - dS \cdot (\delta - c) = 0; \quad (3)$$

$$\sum M_C = -dM + Q \cdot d\ell - dF \cdot (\delta - c) = 0; \quad (4)$$

$$\sum M_D = -dM + Q \cdot d\ell + dS \cdot c - dF \cdot \delta = 0. \quad (5)$$

З рівнянь (3) і (4) випливає, що  $-dM + Q \cdot d\ell = dS \cdot (\delta - c) = dF \cdot (\delta - c)$ , звідки робимо висновок, що

$$dS = dF. \quad (6)$$

Підставляючи в рівняння (1) замість  $dS$  його значення за (6), отримаємо, що  $Q = 0$ . З огляду на це, рівняння (2), (3), (4) і (5) набудуть наступного вигляду:

$$dN - S \cdot d\alpha = 0; \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} -dM - (\delta - c) \cdot dS &= 0; \\ -dM - (\delta - c) \cdot dF &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$-dM - \delta \cdot dF + c \cdot dS = 0. \quad (9)$$

Позначимо відношення  $\frac{\delta}{c}$  через  $\xi$ . Тоді рівняння (8) з урахуванням (6) набудуть вигляду:

$$-dM = \delta \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) dS = \delta \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) dF, \quad (10)$$

де

$$\xi = \frac{\delta}{c}. \quad (11)$$

З урахуванням (11) рівняння (9) можна представити у вигляді:

$$-dM - \delta \cdot dF + \frac{\delta}{\xi} \cdot dS = 0. \quad (12)$$

Оскільки  $dF = f \cdot dN$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання, то з врахуванням (7) знаходимо:

$$dF = f \cdot S d\alpha. \quad (13)$$

Момент згину  $M$  відповідно з положеннями курсу опору матеріалів [6] рівний  $\frac{EI_z}{\rho}$ , де  $EI_z$  – жорсткість тіла при згині, а  $\rho$  – радіус кривизни нейтрального шару гнучкого тіла. У виразі  $EI_z$   $E$  – модуль пружності I роду тіла, а  $I_z$  – момент інерції перерізу тіла відносно його нейтральної осі. З одного боку  $\rho = r + \delta - c$ , де  $r$  – радіус шківа. З іншого боку  $\rho$  рівний довжині  $\ell$  нейтральної лінії тіла  $A, H$ , поділеної на кут  $\alpha$ , який відповідає цій дузі  $A, H$ , тобто  $\rho = \frac{\ell}{\alpha}$ .

З огляду на сказане  $M$  рівне:

$$M = \frac{EI_z}{\ell} \alpha. \quad (14)$$

Ця рівність тим точніша, чим менший кут  $\alpha$ .

Диференціал моменту  $M$  при  $\ell = \text{const}$  рівний:

$$dM = \frac{EI_z}{\ell} d\alpha. \quad (15)$$

Якщо  $dM$  за (15) і  $dF$  за (13) підставити у рівність (12), то отримаємо:

$$-\frac{EI_z}{\ell} d\alpha - f \cdot \delta \cdot S \cdot d\alpha + \frac{\delta}{\xi} \cdot dS = 0. \quad (16)$$

Це диференціальне рівняння I порядку з роздільними змінними.

$$\frac{\xi}{\delta} \cdot d\alpha = \frac{dS}{\frac{EI_z}{\ell} + f \cdot \delta \cdot S}. \quad (17)$$

Для розв'язку рівняння позначимо суму  $\frac{EI_z}{\ell} + f \cdot \delta \cdot S$  через  $z_1$ .

Тоді  $dz_1 = f \cdot \delta \cdot dS$ , звідки  $dS = \frac{dz_1}{f \cdot \delta}$ . Підставляючи ці дані в (17),

$$\text{знаходимо: } \frac{\xi}{\delta} d\alpha = \frac{1}{f \cdot \delta} \frac{dz_1}{z_1} \text{ або } f \cdot \xi d\alpha = \frac{dz_1}{z_1}.$$

Інтегруючи ліву і праву частини, отримаємо:  $f \xi \alpha = \ln z_1 + C$ , де  $C$  – постійна інтегрування.

Підставимо в отриману рівність замість  $z_1$  його вираз, тоді отримаємо:  $f \xi \alpha = \ln \left( \frac{EI_z}{\ell} + f \delta S \right) + C$ . Початкові умови тут такі: при  $\alpha = 0$ ,  $S = S_0$ . Підставимо це в отриману рівність, отримаємо рівняння:  $0 = \ln \left( \frac{EI_z}{\ell} + f \delta S_0 \right) + C$ , звідки

$$C = -\ln \left( \frac{EI_z}{\ell} + f \delta S_0 \right).$$

Далі отримуємо:  $\ln \left( \frac{EI_z}{\ell} + f \delta S \right) - \ln \left( \frac{EI_z}{\ell} + f \delta S_0 \right) = f \xi \alpha$  і

$$\ln \frac{\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S}{\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S_0} = f \xi \alpha.$$

З останньої рівності випливає:

$$\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S = \left( \frac{EI_z}{\ell} + f \delta S_0 \right) e^{f \xi \alpha}, \quad (18)$$

звідки знаходимо:



$$S = S_0 \cdot e^{f\xi\alpha} + \frac{EI_z}{f\ell\delta} \cdot (e^{f\xi\alpha} - 1). \quad (19)$$

З отриманої залежності бачимо, що сила натягу  $S$  збільшується з ростом параметрів  $S_0$ ,  $EI_z$ ,  $f$ ,  $\xi$  і  $\alpha$  і зменшенням параметрів  $\ell$  і  $\delta$ . Збільшення сили  $S$  із зменшенням довжини  $\ell$  при одному і тому ж куті  $\alpha$  пояснюється тим, що чим менша  $\ell$ , тим менше  $\rho$ , значить тим більший момент  $M$  потрібний для згину тіла.

Тиск пасу на шків  $q$  рівний відношенню елементарної сили  $dN$  на довжину елементу дуги поверхні шківів, рівну  $r \cdot d\alpha$ ; таким чином  $q = \frac{dN}{r \cdot d\alpha}$ . З урахуванням рівності (7)  $q$  буде рівний

$$q = \frac{S \cdot d\alpha}{r \cdot d\alpha} = \frac{S}{r}, \quad (20)$$

а з урахуванням (19)

$$q = \frac{S_0}{r} \cdot e^{f\xi\alpha} + \frac{EI_z}{f\ell r\delta} \cdot (e^{f\xi\alpha} - 1). \quad (21)$$

З (21) бачимо, що чим більші  $S_0$ ,  $f$ ,  $EI_z$  і менше  $r$ , тим більший тиск  $q$ .

#### Література

1. Колчин Н.И. Механика машин. т.2. Кинестатика и динамика машин. Трение в машинах. – Л.: Машиностроение, 1972. - 455 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. - 399 с.
3. Андреев А.В. Передача трением. – М.: Машиностроение, 1978.
4. Светлицкий А. Передачи с гибкой связью. – М.: Машиностроение, 1967. - с.7-13.
5. Глухарев Е.Г. Учет конечной толщины гибкой связи при элементарных предположениях. Сборник трудов Ленинградского высшего военно-морского инженерного училища. - № 24. - 1958.
6. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов: Учебник для вузов – 9-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 512 с.

## АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПІДБИВАННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ЗА ДОПОМОГОЮ ПІДБІЙКИ

*У статті наведено аналіз процесу підбивання стебел льону та обґрунтування параметрів підбійки при підбиранні їх льонопідбирачем. Здійснено спробу з кількох варіантів робочих органів вибрати найбільш раціональний.*

**Постановка проблеми.** Для покращення ефективності роботи льонозбиральних машин та зменшення втрат льоносировини необхідно в процесі збирання льону підрівнювати стеблову стрічку. На сьогодні питання підрівнювання вирішені недостатньо.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідницькі та дослідно-конструкторські роботи з питань підрівнювання стеблової стрічки проводились [1,2,3,4], але недостатньо обґрунтовані параметри робочого органу – підбійки.

**Мета дослідження** – розробка пристрою для підбору стеблової стрічки з поверхні ґрунту, її підкидання та одночасного підрівнювання підбійкою.

**Результати дослідження.** На рис. 1 представлена схема механізму підбійки при такому положенні її ланок, коли її підбивна дошка починає діяти на стебла, причому ці стебла можуть бути на стрічках транспортера або здійснювати політ в просторі над транспортером. Підбійка знаходиться збоку похилого транспортера і займає нахилене вздовж нього положення, тому ліва частина підбійки знаходиться нижче правої її частини. Одночасно з зображеною підбійкою на протилежні кінці стебел починає діяти друга підбійка, яка на схемі не показана.

Швидкість будь-якої точки ланки  $ABC$  підбійки направлена перпендикулярно до кривошипа  $O_1C$  у бік його обертання з кутовою швидкістю  $\omega_k$ ; ця швидкість рівна  $l_{O_1C} \cdot \omega_k$ , де  $l_{O_1C}$  – довжина кривошипа. З такою ж швидкістю і в тому ж напрямку рухаються всі точки підбивної дошки, у тому числі і точки  $M_1$ ,  $M_2$  і  $M_3$  нижньої, середньої та верхньої частин дошки при взаємодії зі стеблами. На схемі показані ці швидкості  $v_{M_1}$ ,  $v_{M_2}$  і  $v_{M_3}$ .

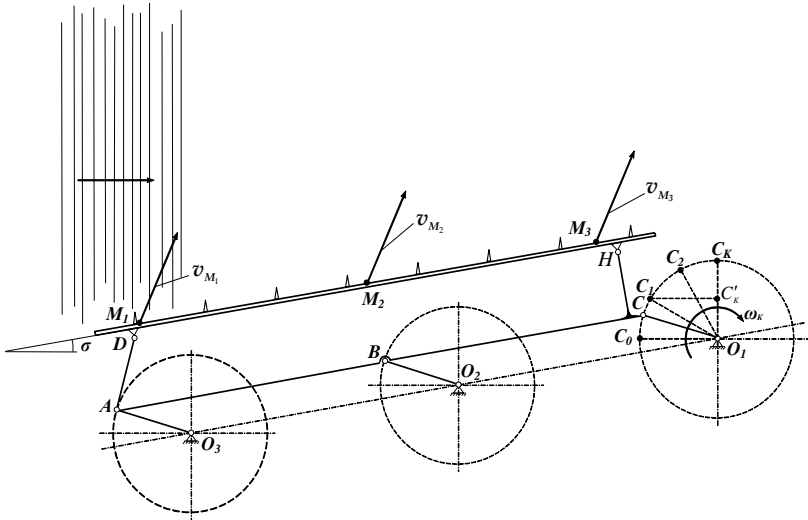


Рис. 1. Схема підбійки і можливе розміщення на транспортері стебел, які поступають в зону дії підбивної дошки

Характер взаємодії підбивної дошки з кінцями стебел залежить від того, якою своєю частиною дошка почала на них діяти, безпосередньо площиною дошки або своїми виступами. На цю взаємодію впливає також кут  $\sigma$  нахилу дошки підбійки до поздовжньої вертикальної площини та напрямок швидкостей точок дошки, про які сказано вище. Варіанти таких взаємодій наведено на рис. 2 і 3.

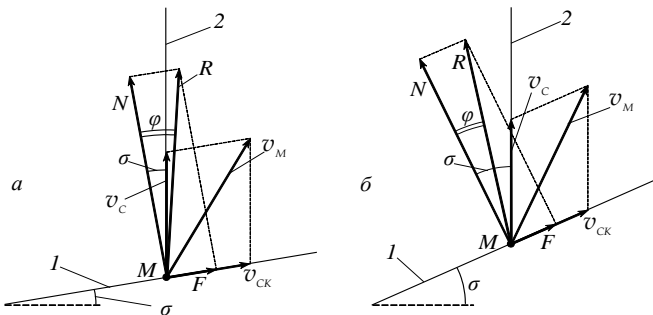


Рис. 2. Напрямки сил та швидкостей при дії на стебло підбивної дошки під малим кутом  $\sigma$  (а) та великим кутом  $\sigma$  (б): 1 – підбивна дошка; 2 – стебло

Два варіанти нахилу дошки підбійки показані на рис. 2, а і б. Нехай при малому куті  $\sigma$ , меншому від кута тертя  $\varphi$  точка  $M$  дошки 1 рухається зі швидкістю  $v_M$ , а до цієї точки  $M$  доторкається кінець стебла 2, який займає горизонтальне положення перпендикулярно до напрямку підйому стебел транспортером. Розкладемо цю швидкість  $v_M$  на дві складові  $v_C$  (направлена вздовж стебла) і  $v_{CK}$  (направлена вздовж дошки), з них  $v_C$  є швидкістю стебла при його підбиванні, а  $v_{CK}$  є швидкістю ковзання дошки відносно стебла. Завдяки ковзанню з'являється сила тертя  $F$  ковзання дошки відносно стебла, перпендикулярно ж до дошки в точці  $M$  діє нормальна реакція  $N$ . Геометричним додаванням сил  $N$  і  $F$  отримуємо рівнодійну  $R$ , відхилену від сили  $N$  на кут  $\varphi$  тертя дошки об кінець стебла. Сила  $R$  направлена праворуч від стебла і своїм впливом примусить стебло підрівнятися і рухатися вгору по транспортеру в підрівняному стані.

Розглянемо інший випадок, якщо на кінець стебла діє точка  $M$  дошки, відхиленої від поздовжньої вертикальної площини на кут  $\sigma$ , який є більшим від кута тертя  $\varphi$  (рис. 2, б). У цьому випадку швидкість  $v_M$  розкладається на складові  $v_C$  і  $v_{CK}$  так, як і в попередньому випадку, також діє нормальна сила реакції  $N$  і сила тертя  $F$ , але їх рівнодійна  $R$ , відхилена від сили  $N$  на кут тертя  $\varphi$ , діє ліворуч від стебла під кутом  $\sigma - \varphi$  і тим самим протидіє підйому стебла вгору; сприяє вона також згину кінця стебла.

Отже, при роботі підбійки необхідно, щоб кут  $\sigma$  був меншим або рівним куту тертя  $\varphi$ , тобто необхідно, щоб виконувалась умова:

$$\sigma \leq \varphi. \quad (1)$$

Вибравши кут  $\sigma$ , зясуємо, який вплив чинять ребра дошки підбійки на характер взаємодії дошки зі стеблами при їх підрівнюванні.

На рис. 3 показані схеми взаємодії ребра з кінцем стебла, що опинилося в зоні його дії, з них на рис. 3, а показано вплив місця з'єднання ребра та дошки на кінець стебла, на рис. 3, б показано взаємодію тильної сторони широкого ребра з кінцем стебла, а на рис. 3, в показано вплив тильної сторони вузького ребра на стебло.

При дії місця з'єднання ребра з дошкою на стебло частина його є оточеною і ззаду, і знизу елементами дошки та ребра (рис. 3, а); отже, швидкість верхини стебла буде така ж, як  $v_M$ , а за напрямком цієї швидкості буде діяти сила  $Q$ , з якою дошка і ребро тиснуть на кінець стебла. І швидкість  $v_M$ , і сила  $Q$  розкладаються на складові

вздовж транспортування  $v_{TP}$  і  $Q_{TP}$  і складові вздовж стебла  $v_C$  і  $Q_C$ . Під дією складової  $Q_C$  стебло підрівнюється, а під дією складової  $Q_{TP}$  стебло транспортується. Цей варіант дії на стебло є найбільш сприятливим.

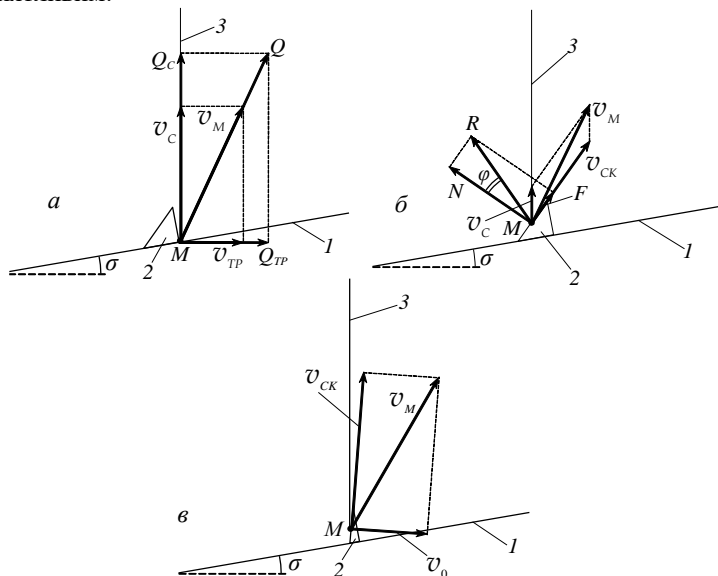


Рис. 3. Напрямки сил та швидкостей при дії на стебло ребра дошки підбійки спереду (а), тильною стороною широкого ребра (б) і тильною стороною вузького ребра (в): 1 – дошка підбійки; 2 – ребро; 3 – стебло

Якщо кінець стебла опинився в зоні тильної сторони широкого ребра (рис. 3, б), то швидкість  $v_M$  розкладається на складові  $v_C$  вздовж стебла і  $v_{CK}$  вздовж тильної сторони ребра. Нормальна сила реакції  $N$  діє перпендикулярно до площини тильної сторони, а сила тертя  $F$  діє в напрямку швидкості  $v_{CK}$ . Рівнодійна цих сил  $R$  направлена назад, підрівнювати стебло вона не буде; навпаки, вона буде відгинати (відштовхувати) стебло, яке залишиться позаду без особливої зміни свого положення, тоді як ребро буде рухатися в напрямку швидкості  $v_M$ .

Отже, ми бачимо, що широке ребро своєю тильною стороною негативно впливає на характер підрівнювання стебел при підбиванні; тому ширину ребра необхідно зменшити.

Таке ребро показано на рис. 3, б. Нехай кінець стебла опинився на його тильній стороні в точці  $M$ , що рухається зі швидкістю  $v_M$ . Ця швидкість розкладається на складові  $v_{CK}$  вздовж тильної сторони і  $v_0$  перпендикулярно до цієї сторони. Складова  $v_{CK}$  представляє собою швидкість ковзання поверхні ребра відносно стебла, а складова  $v_0$  є швидкістю, з якою ребро рухається в бік від стебла. Завдяки цьому руху і підйому дошки в напрямку швидкості  $v_M$  кінець стебла опускається до зіткнення з площиною дошки і буде нормально підрівнюватися за схемою на рис. 2, а.

**Висновки.** Аналіз взаємодії дошки підбійки, яка коливається із стеблами показав, що підбійка працюватиме ефективно при виконанні нерівності (1). Необхідно також, щоб ребро підбійки було вузьким у нижній частині (ширина повинна бути не більш 3мм). У такому випадку очікується одержання позитивного результату.

#### Література

1. Налобіна О.О., Пуць В.С. Кінематичний аналіз механізму підбійки стебел льону // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип.6. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. – С. 103-111.
2. Пуць В.С. Про підрівнювання стеблової стрічки льону при механізованому збиранні // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип.6. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 213-218.
3. Хайліс Г.А., Драган М.С., Пуць В.С. Об отгибе ремней транспортера льноподборщика под действием вращающихся кулачков. // Науковий вісник національного аграрного університету. - К., 2002. – С.344-353.
4. Хайліс Г.А., Пуць В.С. Про політ стебел при їх підкиданні віткою пасу транспортера. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип.12. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004. – С. 181-186.

Г.А. Хайліс, д.т.н.  
Луцький державний технічний університет  
В.О. Шейченко,  
УкрНДПІВТ ім. Л. Погорілого

## ПРО НАПРЯМ ПОТОКІВ СТЕБЕЛ У ЛЬОНОЗБИРАЛЬНИХ МАШИНАХ

*Проаналізовано технічні засоби, які застосовуються при збиранні льону, залежно від напрямків руху стеблової маси.*

**Постановка проблеми.** Аналіз існуючих технологій та технічних засобів, що широко застосовуються у виробництві льону, засвідчив актуальність пошуку оптимальних варіантів розміщення робочих органів, компоновальних схем машин, що великою мірою визначає її експлуатаційні, економічні та екологічні показники. Вирішення цих завдань можливе в разі врахування великої кількості факторів, визначальним серед яких є напрямок руху стеблової маси льону.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для даного питання опубліковано мало робіт. Наявна публікація [1] недостатньо його висвітлює.

**Мета досліджень.** Класифікація мобільної льонозбиральної техніки залежно від місця розташування робочих органів та напрямків руху стеблової маси.

**Результати дослідження.** Найбільш важливим і трудомістким етапом вирощування льону є його збирання. Саме на цьому етапі через недостатню технічну забезпеченість втрачається до 50 % вирощеного врожаю.

Відомі три основних способи збирання льону – сноповий, роздільний і комбайновий.

Сноповий спосіб включає такі операції: брання льону і в'язання його у снопи, встановлення снопів у бабки, обмолот снопів, розстилання льоносоломки для приготування трести, піднімання трести та в'язання її в снопи. Для снопового способу характерна значна доля ручної праці на вантажно-розвантажувальних операціях, оправленні снопів і встановленні їх у бабки. Комплекс машин, який застосовується при цьому способі, включає льонобралку з розстилальним пристроєм або льонобралку з в'язальним апаратом, пересувну молотарку, льонорозстилальну машину, підбирач трести.

Роздільний спосіб збирання льону полягає у наступному: вибраний льон розстилають на льонищі тонкою стрічкою для просушування і досягання насіння, після цього стрічку льону піднімають та обмолочують (підбирачем-молотаркою) і в'яжуть у снопи або знову розстилають на льонищі для одержання трести. Роздільний спосіб збирання порівняно зі сноповим потребує значно менших затрат праці і є більш ефективним. Суттєвим недоліком такого способу є значна залежність від погодних умов. До переваг роздільної технології відносять:

- можливість раннього брання льону;
- можливість отримання насіння з більш високими посівними властивостями;
- скорочення витрат на сушку та переробку вороху, зниження собівартості продукції.

Роздільне збирання льону при хороших погодних умовах і виконанні всіх технологічних операцій є енергозаощаджуючою технологією.

У господарствах України широко застосовується роздільний спосіб збирання, при якому підбирач-молотарка здійснює обмолот коробочок. У випадку сприятливої сухої погоди одержують сухе насіння.

Основним, найпоширенішим і найпродуктивнішим способом збирання льону залишається комбайновий, який включає наступні операції: брання льону з одночасним обчисуванням насінневих коробочок і розстиланням соломки у стрічку на льонищі, або в'язанням соломки у снопи, сушіння і переробку льоновороху, піднімання і пакування трести. Для цього способу застосовується льонокомбайн, тракторний причіп, обертач, підбирач, підбирач-порцієутворювач, рулонний прес-підбирач, навантажувач рулонів, підбирач-навантажувач снопів, сушильний пункт з комплектом обладнання для переробки льоновороху.

Комбайнова технологія, як найбільш перспективна на найближчий період потребує значного оновлення та розробки нової техніки, в тому числі і льонозбирального комбайна, який забезпечив би мінімальний вміст у лляному воросі домішок обривків стебел льону та бур'янів, рівномірне вкладання стрічки з найменшим пошкодженням стебел, зменшення втрат насіння.

Конструкції льонозбиральних машин за способом взаємодії з енергоспособом діляться на навісні, напівнавісні та причіпні, а по характеру робочого процесу в них із подовжнім, поперечним, подовжньо-поперечним та поперечно-подовжнім потоком стебел



льону. За розташуванням основних робочих органів (бральний апарат, підбирач, транспортери) наявний парк машин ділиться на фронтальні, з боковим та розміщенням позаду відносно енергетичного засобу. Як відомо, машини із фронтальним розташуванням основних робочих органів та подовжнім потоком стебел називаються прямоточними, а за кількістю потоків стебел машини діляться на одно- та двухпоточні.

На рис. 1 представлено схеми мобільних льонозбиральних машин, більшість з яких розроблено, виготовлено та експлуатується в господарствах. Схема машини (рис. 1, а) представляє собою причіпний агрегат із поперечним рухом стеблової маси і розташуванням робочих органів позаду енергетичного засобу. Така схема реалізована у відомій льонобралці ЛТ-4 та причіпних льонокомбайнах ЛК-4Т та ЛК-4А. Схема машини на рис. 1, б реалізується в експериментальних напівнавісних льонобралках з поперечно-подовжньо-поперечним потоком стебел та боковим розташуванням основних робочих органів. Навісні машини з поперечним потоком стебел та фронтальним розташуванням основних робочих органів (рис. 1, в) на практиці відомі як льонобралки ТЛН-1,5. Навісна фронтальна прямоточна льонобралка ТЛН-1,9 представлена схемою (рис. 1, г). На схемі (рис. 1, д) представлена експериментальна напівнавісна льонобралка з поперечним потоком стеблової маси та боковим розташуванням основних робочих органів. Схематично показана на рис. 1, е машина представляє собою самохідний льонозбиральний комбайн «Deoortere» (Бельгія) з двома поперечно-подовжніми потоками маси (машина двох поточна та фронтальним розташуванням основних робочих органів. На схемі (рис. 1, ж) представлено причіпний льонопідбирач ПТП-1 з подовжньо-поперечним потоком маси та розташуванням основних робочих органів збоку та позаду. Навісний льонопідбирач ПТН-1 з подовжньо та фронтальним розміщенням основних робочих органів представлена на рис. 1, ж, а напівнавісний льонопідбирач-молотарка ЛМН-1 – на рис. 1, і. Машина, схематично зображена на рис. 1, к, відома як напівнавісний підбирач-навантажувач снопів ППС-3, а на рис. 1, л – експериментальний напівнавісний підбирач-навантажувач снопів з подовжнім потоком стебел та боковим розташуванням робочих органів.

Згинання в напрямках руху маси стебел у машинах виконані з метою уникнення укладки стебел під колеса трактора (рис. 1, б) та на невибраний льон (рис. 1, г). Такі ж згинання на рис. 1, ж і к виконані з

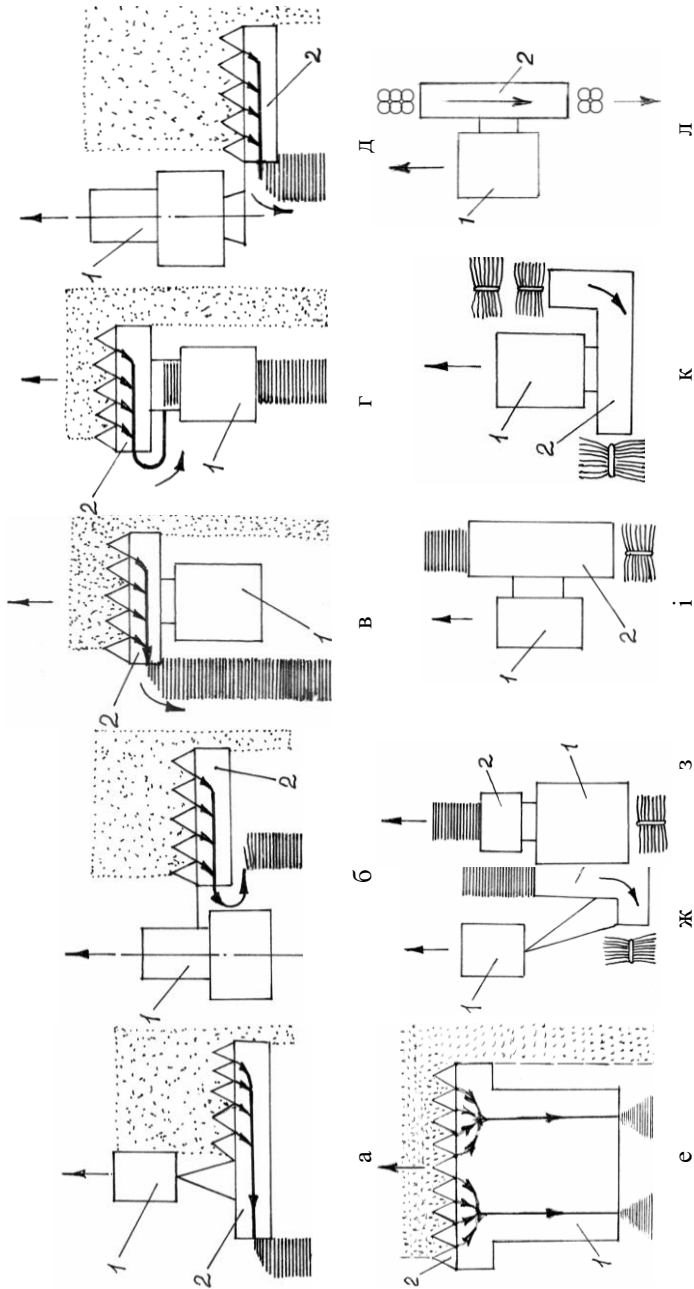


Рис. 1. Схеми, які ілюструють склад льонозбиральних агрегатів, розташування машин в них, напрям руку агрегатів і напрямок потоків стебел: а – машина причіпна; б – машина напівнавісна; в – машина навісна; г – машина навісна; д – машина напівнавісна; е – машина самохідна; ж – машина причіпна; з – машина навісна; і – машина пів навісна; к – машина напівнавісна; л – машина напівнавісна; 1 – трактор або енергетичний засіб; 2 - машина

метою виводу снопів, що транспортуються, вліво для забезпечення наступного проходу агрегату.

Відомо, що льон є волокнистою культурою і велика кількість зміни напрямків руху в конструкціях машин іноді провокує намотування та забивання робочих органів. Машини, представлені на рис. 1 ж, і, к, л, через бокове розташування робочих органів мають нерівномірне розподілення тиску на колеса та ґрунт, перевантаження ходової частини трактора і, як наслідок, погіршення маневреності та оглядовості. За маневреністю, оглядовістю, зручністю обслуговування та продуктивністю найбільш перспективними виглядають самохідні льонокомбайни. Але суттєвим недоліком та стримуючим фактором широкого застосування є їх вартість.

Причіпні льонокомбайни дешевші, мають більш просту конструкцію та агрегуються із тракторами різних моделей, але в них недостатня маневреність, менша продуктивність, їх використання потребує попередньої підготовки проходів та смуг для розвертання.

**Висновок.** Найбільші перспективи мають прямоточні машини, а також конструкції, в яких мінімізовано кількість зміни напрямків руху стеблової маси та передбачено відповідне розташування робочих органів з протинамотувальними пристроями, які б виключили можливість утворення намоток і забивання.

#### Література

1. Лгноуборочные машины / Г.А. Хайліс, Н.Н. Биков, П.Н. Бухарки и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

УДК 631.3:66.028.2

І.Є. Цизь, к.т.н., Т.П. Цизь

Луцький державний технічний університет

### **ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМНОЇ МАСИ ВИХІДНОГО ПОТОКУ МАТЕРІАЛУ ІЗ БУНКЕРА ДОЗУЮЧОГО ПРИСТРОЮ**

*Отримано залежності для визначення об'ємної маси вихідного потоку матеріалу із бункера дозуючого пристрою на основі диференціального рівняння руху сипкого зв'язного матеріалу.*

**Постановка проблеми.** Одним із факторів, що впливає на якість роботи об'ємного дозуючого пристрою, є зміна об'ємної маси вихідного потоку матеріалу із бункера даного пристрою. Встановлення

закономірності зміни об'ємної маси вихідного потоку дозволить підібрати конструктивні параметри бункера, які мінімізують вплив цього фактора на точність дозування.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Теоретичні дослідження процесу формування вихідного потоку матеріалу стрічковим живильником широко розглянуті [1, 2, 3, 4]. Але при цьому відсутні відомості про вплив зазначеного процесу на зміну вагових характеристик вихідного потоку, тобто на зміну об'ємної маси матеріалу  $\gamma(t)$  з часом. Математична модель руху сипкого зв'язного матеріалу (СЗМ) у бункері дозуючого пристрою, яка дозволяє отримати його вагові характеристики отримана у праці [6].

**Мета дослідження.** Встановлення залежності зміни об'ємної маси вихідного потоку матеріалу із бункера дозуючого пристрою від конструктивних параметрів бункера та фізико-механічних властивостей матеріалу.

**Результати дослідження.** Як зазначалось раніше [6], для розв'язку диференційного рівняння руху СЗМ у бункері необхідно задати вид функції бічної поверхні  $x = F(y)$ . Якщо твірна задана рівнянням  $x = A$ , можливі такі випадки:

- бункер має форму прямого циліндра, причому  $A = R_0$ , де  $R_0$  - радіус випускного отвору;
- бункер має форму прямого паралелепіпеда з квадратом в основі, причому  $A = a_0 / 2$ , де  $a_0$  - довжина сторони квадратного вивантажувального отвору.

Похідна від функції твірної бічної поверхні, у розглядуваному випадку, буде рівна нулю. Тому диференційне рівняння руху СЗМ набере вигляду:

$$\frac{d\sigma_s}{dy} + \sigma_s \left[ \gamma_0 \lambda g - \frac{2\xi tg \varphi_0}{A} \right] = \frac{2(\tau_0 - C_2 tg \varphi_0)}{A} - \gamma_0 \psi g, \quad (1)$$

де  $\sigma_s$  - вертикальне напруження;  $\gamma_0$  - насипна щільність матеріалу;  $\psi$  і  $\lambda$  - коефіцієнти, що залежать від виду матеріалу;  $\xi$  - коефіцієнт бокового тиску;  $\varphi_0$  - кут внутрішнього тертя;  $\tau_0$  - початкове зусилля зсуву.

Оскільки отримане рівняння (1) є лінійним неоднорідним першого порядку, то спочатку знайдемо розв'язок лінійного однорідного рівняння:

$$\frac{d\sigma_s}{dy} + \sigma_s \left[ \gamma_0 \lambda g - \frac{2\xi tg \varphi_0}{A} \right] = 0. \quad (2)$$

Із (2) маємо:

$$\sigma_{\sigma.од.} = Ce^{-\int(\gamma_0 \lambda g - \frac{2\xi tg \varphi_0}{A}) dy} = Ce^{y\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)} \quad (3)$$

Замінюючи постійну С на невідому функцію U, отримаємо:

$$\begin{aligned} \sigma_{\sigma} &= Ue^{y\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)} \\ \sigma'_{\sigma} &= \frac{dU}{dy} e^{y\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)} + U \left( \frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g \right) e^{y\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)} \end{aligned} \quad (4)$$

Підставивши значення  $\sigma_{\sigma}$  та  $\sigma'_{\sigma}$  у (1), запишемо:

$$\frac{dU}{dy} e^{y\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)} = \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma} tg \varphi_0)}{A} - \gamma_0 \psi g. \quad (5)$$

Звідки визначаємо U:

$$\begin{aligned} U &= \left[ \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma} tg \varphi_0)}{A} - \gamma_0 \psi g \right] \int e^{-y\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)} dy = \\ &= \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma} tg \varphi_0) - \gamma_0 A \psi g}{\gamma_0 A \lambda g - 2\xi tg \varphi_0} e^{-y\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)} + C \end{aligned} \quad (6)$$

Отже,

$$\begin{aligned} \sigma_{\sigma} &= \left[ \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma} tg \varphi_0) - \gamma_0 A \psi g}{\gamma_0 A \lambda g - 2\xi tg \varphi_0} e^{-y\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)} + C \right] e^{y\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)} = \\ &= \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma} tg \varphi_0) - \gamma_0 A \psi g}{\gamma_0 A \lambda g - 2\xi tg \varphi_0} + Ce^{y\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)}. \end{aligned} \quad (7)$$

Оскільки при  $y = h$   $\sigma_B = 0$ , де  $h$  – висота матеріалу в бункері, то постійна інтегрування С становитиме:

$$C = -\frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma} tg \varphi_0) - \gamma_0 A \psi g}{\gamma_0 A \lambda g - 2\xi tg \varphi_0} e^{-h\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)}. \quad (8)$$

Тому отримаємо

$$\sigma_{\sigma} = \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma} tg \varphi_0) - \gamma_0 A \psi g}{\gamma_0 A \lambda g - 2\xi tg \varphi_0} \left( 1 - e^{(y-h)\left(\frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g\right)} \right). \quad (9)$$

Для визначення вертикальних напружень у зоні формування вихідного потоку матеріалу надамо нульового значення координаті у:

$$\sigma_e^0(h(t)) = \frac{2(\tau_0 - C_s tg \varphi_0) - \gamma_0 A \psi g}{\gamma_0 A \lambda g - 2\xi tg \varphi_0} \left( 1 - e^{-h \left( \frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g \right)} \right). \quad (10)$$

Для визначення об'ємної маси скористаємось такою залежністю [7]

$$\gamma(t) = \gamma_0(\psi + \lambda \sigma_e^0(t)). \quad (11)$$

Підставивши значення  $\sigma_e^0$  у вираз (11), отримаємо

$$\gamma(h(t)) = \gamma_0 \left[ \psi + \frac{2(\tau_0 - C_s tg \varphi_0) - A \gamma_0 \psi g}{A \gamma_0 g - \frac{2\xi tg \varphi_0}{\lambda}} \left( 1 - e^{-h \left( \frac{2\xi tg \varphi_0}{A} - \gamma_0 \lambda g \right)} \right) \right]. \quad (12)$$

На основі отриманої залежності (12) можна визначити параметри бункера, при яких відхилення об'ємної ваги вихідного потоку матеріалу з бункера дозуючого пристрою буде перебувати у заданих межах. Проте використання бункерів із вертикальними стінками обмежене через їх малий корисний об'єм за прийнятних розмірів вивантажувального отвору. Бункери із вертикальними стінками знайшли широке використання лише як складова частина більш складніших конструкцій. Тому, корисним є визначення закономірності зміни вертикального напруження у зоні переходу із даного пристрою до іншого на основі залежності (10).

Найбільшого поширення у дозуючих пристроях набули бункери з постійним кутом нахилу твірної бічної стінки. Це явище обумовлене простою виготовлення таких пристроїв та значно більшою місткістю у порівнянні із бункерами з вертикальними стінками.

Для розглядуваного бункера твірна бічної поверхні задається рівнянням виду:

$$x = A + ky, \quad (13)$$

де  $k = tg \beta$ , тут  $\beta$  - кут нахилу твірної бічної стінки.

При визначенні вільного члена у рівнянні (13) необхідно розглядати два випадки:

- бункер є прямим зрізаним конусом, тому  $A = R_0$ , де  $R_0$  - радіус випускного отвору;
- бункер має форму прямої зрізаної призми, тому  $A = a_0 / 2$ , де  $a_0$  - довжина сторони квадратного вивантажувального отвору.

Похідна від функції твірної бічної поверхні у розглядуваному випадку буде рівна  $k$ , тобто тангенсу кута  $\beta$  нахилу твірної бічної стінки. Тому функції  $P(y)$  та  $R(y)$  рівняння руху СЗМ наберуть

такого вигляду:

$$P(y) = -\frac{2 \cos \beta (tg \varphi_0 + tg \beta) (\xi - tg^2 \beta)}{(A + ytg \beta) (1 - 2tg \varphi_0 tg \beta - tg^2 \beta)} + \gamma_0 \lambda \left( g - \frac{2Q_v^2 tg \beta}{\mu^2 (A + ytg \beta)^5} \right), \quad (14)$$

$$R(y) = \frac{(4\tau_0 tg \beta - 2C_x)(\cos \beta tg \varphi_0 + \sin \beta)}{(A + ytg \beta) (1 - 2tg \varphi_0 tg \beta - tg^2 \beta)} - \gamma_0 \psi \left( g - \frac{2Q_v^2 tg \beta}{\mu^2 (A + ytg \beta)^5} \right) + \frac{2\tau_0 \cos \beta}{(A + ytg \beta)}. \quad (15)$$

З урахуванням отриманих виразів (14) та (15) можна інтегрувати диференційне рівняння руху СЗМ. Проте, у процесі розв'язання необхідно шукати інтеграл від функції, для якої відсутня первісна серед елементарних функцій [5]. Тому, доцільним є розв'язання отриманого диференційного рівняння числовим методом. У такому випадку більш зручним є запис диференційного рівняння руху СЗМ у такій формі:

$$\frac{d\sigma_e}{dy} = \frac{2(\cos \beta tg \varphi_0 + \sin \beta)}{(A + ytg \beta)} \left[ \frac{\sigma_e (\xi - tg^2 \beta) + 2\tau_0 tg \beta - C_x}{1 - 2tg \varphi_0 tg \beta - tg^2 \beta} \right] - (\gamma_0 \psi + \gamma_0 \lambda \sigma_e) \left( g - \frac{2Q_v^2 tg \beta}{\mu^2 (A + ytg \beta)^5} \right) + \frac{2\tau_0 \cos \beta}{(A + ytg \beta)} \quad (16)$$

Розв'язок рівняння (16) шукали, використовуючи числовий метод Рунге-Кутта четвертого порядку, який реалізовано у середовищі Mathcad. На основі отриманого розв'язку побудовані графічні залежності зміни об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку сапропелю.

Одним із бункерів зі змінним кутом нахилу твірної є параболічний бункер. Проте виготовлення параболічних бункерів є складним, тому вибір їх раціональних параметрів важко здійснювати експериментальним шляхом. Встановити ж вплив конструктивних параметрів бункера на характеристики вихідного потоку дозволяє модель витікання СЗМ у вигляді диференційного рівняння [6]. Для розглядуваного випадку твірна бічної поверхні бункера задається рівнянням:

$$x = \sqrt{by + A}, \quad (17)$$

де  $b = 2 \cdot p$  - подвоєний параметр параболи.

Під час визначення вільного члена у рівнянні (17) необхідно розглядати два випадки:

- бункер є зрізаним параболоїдом обертання, тому  $A = R_0^2$ , де  $R_0$  - радіус випускного отвору;
- бункер утворений чотирма взаємно перпендикулярними параболічними поверхнями, тому  $A = (a_0 / 2)^2$ , де  $a_0$  - довжина сторони квадратного вивантажувального отвору.

Похідна від функції твірної бічної поверхні у такому випадку становить:

$$x' = \operatorname{tg} \beta = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{by + A}}, \quad (18)$$

де  $\beta$  - кут між дотичною до твірної бічної стінки і вертикаллю.

Тому, функції  $P(y)$  та  $R(y)$  рівнянні руху СЗМ наберуть такого вигляду:

$$P(y) = - \frac{2 \left( \operatorname{tg} \varphi_0 + \frac{b}{2\sqrt{A+by}} \right) \cdot \left( \xi(y) - \frac{b^2}{4(A+by)} \right)}{\left( 1 - \frac{btg\varphi_0}{\sqrt{A+by}} - \frac{b^2}{4(A+by)} \right) \cdot \sqrt{A + \frac{b^2}{4} + by}} + \gamma_0 \lambda \left( g - \frac{Q_v^2 b}{\mu^2 (A+by)^3} \right), \quad (19)$$

$$R(y) = \frac{\left( \frac{2\tau_0 b}{\sqrt{A+by}} - 2C_s \right) \left( \operatorname{tg} \varphi_0 + \frac{b}{2\sqrt{A+by}} \right)}{\left( 1 - \frac{btg\varphi_0}{\sqrt{A+by}} - \frac{b^2}{4(A+by)} \right) \cdot \sqrt{A + \frac{b^2}{4} + by}} - \gamma_0 \psi \left( g - \frac{Q_v^2 b}{\mu^2 (A+by)^3} \right) + \frac{2\tau_0}{\sqrt{A + \frac{b^2}{4} + by}}. \quad (20)$$

Використавши отримані вирази (19) та (20), можна інтегрувати диференційне рівняння руху СЗМ, проте із причин, аналогічних до викладених у попередньому випадку, доцільним є розв'язання отриманого диференційного рівняння числовим методом. У такому випадку більш зручною формою запису диференційного рівняння є:



$$\frac{d\sigma_e}{dy} = \frac{2tg\varphi_0 + \frac{b}{\sqrt{A+by}}}{\sqrt{A+b^2/4+by}} \left[ \frac{\sigma_e \left( \xi(y) - \frac{b^2}{4(A+by)} \right) + \frac{\tau_0 b}{\sqrt{A+by}} - C_{\Sigma}(y)}{1 - \frac{btg\varphi_0}{\sqrt{A+by}} - \frac{b^2}{4(A+by)}} \right] - (\gamma_0 \psi + \gamma_0 \lambda \sigma_e) \left( g - \frac{Q_v^2 b}{\mu^2 (A+by)^3} \right) + \frac{2\tau_0}{\sqrt{A+b^2/4+by}}. \quad (21)$$

У рівняння (21) коефіцієнт бокового тиску  $\xi$  та величина  $C_{\Sigma}$  входять як функція від  $y$ , оскільки ці показники залежать від кута нахилу бічних стінок, а у розглядуваному випадку останній залежить від координати  $y$ . Тому на основі [8] отримаємо:

$$\xi(y) = \frac{\left( \frac{4\xi_{min} tg\varphi_0 \sqrt{by+A} - b(1-\xi_{min})}{2b\xi_{min} tg\varphi_0 + 2(1-\xi_{min})\sqrt{by+A}} \right)^2 + \xi_{min}}{\xi_{min} \left( \frac{4\xi_{min} tg\varphi_0 \sqrt{by+A} - b(1-\xi_{min})}{2b\xi_{min} tg\varphi_0 + 2(1-\xi_{min})\sqrt{by+A}} \right)^2 + 1}, \quad (22)$$

$$C_{\Sigma}(y) = \frac{2c \times \cos\varphi_0 \times \left( 1 - \left( \frac{4\xi_{min} tg\varphi_0 \sqrt{by+A} - b(1-\xi_{min})}{2b\xi_{min} tg\varphi_0 + 2(1-\xi_{min})\sqrt{by+A}} \right)^2 \right)}{(1 + \sin\varphi_0) \left( \xi_{min} \times \left( \frac{4\xi_{min} tg\varphi_0 \sqrt{by+A} - b(1-\xi_{min})}{2b\xi_{min} tg\varphi_0 + 2(1-\xi_{min})\sqrt{by+A}} \right)^2 + 1 \right)}. \quad (23)$$

Розв'язок рівняння (21) шукаємо, використовуючи числовий метод Рунге-Кутта четвертого порядку, який реалізовано у середовищі Mathcad. На основі отриманого розв'язку побудовані графічні залежності, які відображають вплив фізико-механічних властивостей компонентів ОМД та параметрів дозуючого пристрою на зміну об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку матеріалу із бункера.

**Висновки.** Аналіз отриманих графічних залежностей об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку матеріалу із бункера з постійним кутом нахилу стінок виявив значний вплив на зміну даного параметра висоти шару матеріалу  $H$  в бункері. Проте, при збільшенні висоти шару  $H$  більше від 0,3...0,4м відбувається стабілізація об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку. Найбільш чутливим до зміни товщини шару матеріалу  $H$  у бункері є сапропель вологістю  $W=55\%$  (рис.1) та жовнові фосфорити (рис.2). Із графіків також видно, що при збільшенні радіусу  $R_0$  (площі) вивантажувального отвору об'ємна маса  $\gamma$  вихідного потоку прагне до постійного значення при більшій висоті  $H$  шару матеріалу  $y$

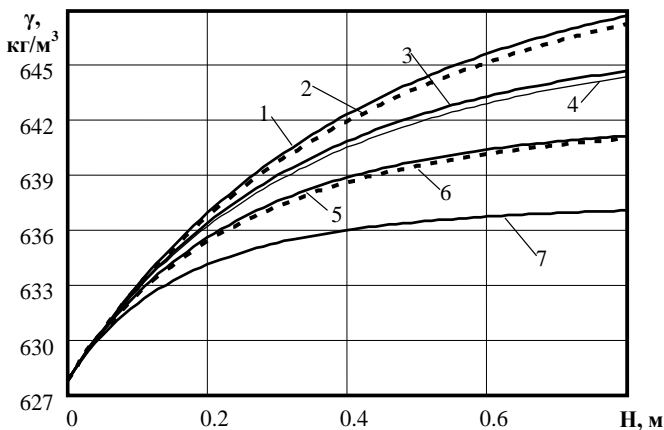


Рис.1. Графічні залежності об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку сапропелю вологістю  $W=55\%$  із конічного бункера дозуючого пристрою від його висоти в бункері  $H$  при  $h=0.05\text{м}$ ,  $v=0.1\text{м/с}$ : 1- $R_0=0.25\text{м}$ ,  $\beta=5^\circ$ ; 2- $R_0=0.25\text{м}$ ,  $\beta=10^\circ$ ; 3- $R_0=0.2\text{м}$ ,  $\beta=5^\circ$ ; 4- $R_0=0.20\text{м}$ ,  $\beta=10^\circ$ ; 5- $R_0=0.15\text{м}$ ,  $\beta=5^\circ$ ; 6- $R_0=0.15\text{м}$ ,  $\beta=10^\circ$ ; 7- $R_0=0.1\text{м}$ ,  $\beta=10^\circ$

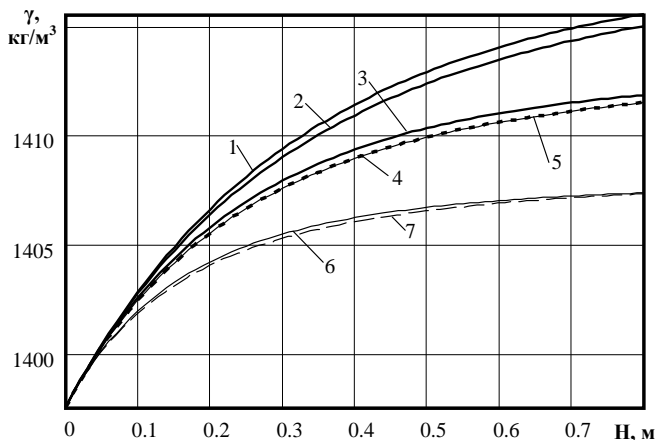


Рис.2. Графічні залежності об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку фосфоритів із конічного бункера дозуючого пристрою від його висоти в бункері  $H$  при  $h=0.05\text{ м}$ ,  $v=0.1\text{м/с}$ : 1- $R_0=0.2\text{м}$ ,  $\beta=5^\circ$ ; 2- $R_0=0.2\text{м}$ ,  $\beta=10^\circ$ ; 3- $R_0=0.15\text{м}$ ,  $\beta=5^\circ$ ; 4- $R_0=0.15\text{м}$ ,  $\beta=10^\circ$ ; 5- $a_0/2=0.15\text{м}$ ,  $\beta=10^\circ$ ,  $h=0.02$ ,  $v=0.01\text{м/с}$  (пірамідальний бункер); 6- $R_0=0.1\text{м}$ ,  $\beta=10^\circ$ ; 7- $R_0=0.1\text{м}$ ,  $\beta=15^\circ$

бункері. Зміна таких параметрів, як лінійної швидкості руху полотна стрічкового транспортера у межах  $v=0,08\dots0,1\text{м/с}$ , висоти сформованого шару матеріалу на поверхні даного полотна у межах  $h=0,02\dots0,05\text{м}$  та форми перерізу бункера практично не впливають на зміну об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку. Зростання кута нахилу бічних стінок бункера у межах  $\beta=5\dots15^\circ$  призводить до незначного зменшення об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку (напр. рис.1 криві 1 і 2, 3 і 4, 5 і 6). Зміна вологості сапропелю при постійних конструктивних параметрах живильника може призводити до зміни об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку від  $644\text{кг/м}^3$  до  $712\text{кг/м}^3$ .

Графічні залежності об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку матеріалу із параболічного бункера дозуючого пристрою вказують на те, що значний вплив на зміну досліджуваного показника, як і у бункері з постійним кутом нахилу твірної, має висота шару матеріалу  $H$  в бункері. При збільшенні висоти шару  $H$  стабілізація об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку відбувається також при  $H>0,3\dots0,4\text{ м}$ . Особливо чутливими до зміни товщини шару матеріалу  $H$  у бункері є сапропель вологістю  $W=55\%$  (рис.3) та жовнові фосфорити (рис.4).

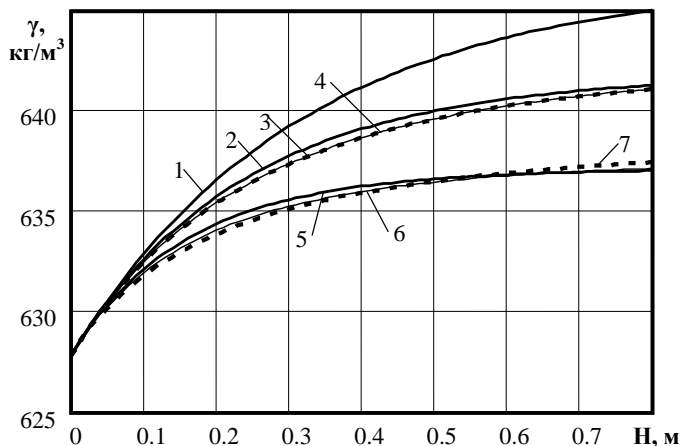


Рис.3. Графічні залежності об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку сапропелю вологістю  $W=55\%$  із параболічного бункера дозуючого пристрою від його висоти в бункері  $H$  при  $h=0,05\text{м}$ ,  $v=0,1\text{м/с}$ : 1- $R_0=0,2\text{м}$ ,  $b=0,01$ , 2- $R_0=0,15\text{м}$ ,  $b=0,01$ ; 3- $R_0=0,15\text{м}$ ,  $b=0,05$ ; 4- $a_0/2=0,15\text{м}$ ,  $b=0,05$ ,  $h=0,06\text{м}$ ,  $v=0,3\text{м/с}$  (для квадратного випускного отвору); 5- $R_0=0,1\text{м}$ ,  $b=0,01$ ; 6- $R_0=0,1\text{м}$ ,  $b=0,05$ ; 7- $R_0=0,1\text{м}$ ,  $b=0,1$

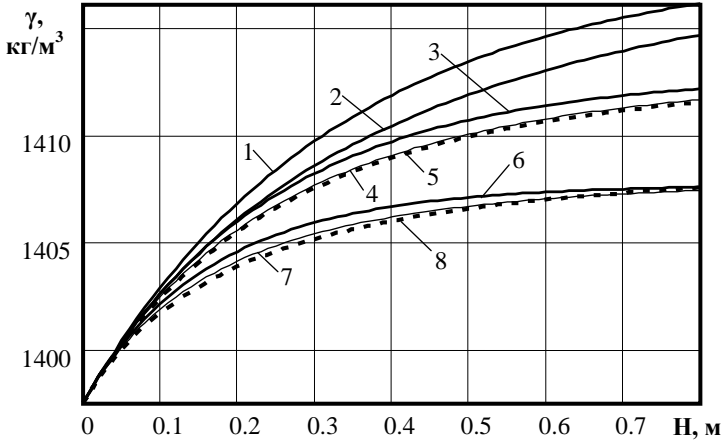


Рис.4. Графічні залежності об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку фосфоритів із параболічного бункера дозуючого пристрою від його висоти в бункері  $H$  при  $h=0.05\text{м}$ ,  $v=0.1\text{м/с}$ : 1- $R_0=0.2\text{м}$ ,  $b=0.01$ ; 2- $R_0=0.2\text{м}$ ,  $b=0.15$ ; 3- $R_0=0.15\text{м}$ ,  $b=0.01$ ; 4- $R_0=0.15\text{м}$ ,  $b=0.05$ ; 5- $a_0/2=0.15\text{м}$ ,  $b=0.05$ ,  $h=0.08\text{м}$ ,  $v=0.8\text{м/с}$  (для квадратного випускного отвору); 6- $R_0=0.1\text{м}$ ,  $b=0.01$ ; 7- $R_0=0.1\text{м}$ ,  $b=0.05$ ; 8- $R_0=0.1\text{м}$ ,  $b=0.1$

Збільшення подвоєного параметра параболи  $b$  зменшує швидкість приросту об'ємної маси вихідного потоку матеріалу  $\gamma$  при збільшенні висоти матеріалу  $H$ . Зміна таких параметрів, як лінійна швидкість  $v$  руху полотна стрічкового транспортера, висота  $h$  сформованого шару матеріалу на поверхні даного полотна та форма перерізу бункера, практично не впливають на зміну об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку. Зміна вологості сапропелю при постійних конструктивних параметрах живильника може призводити до зміни об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку від  $645 \text{ кг/м}^3$  до  $711 \text{ кг/м}^3$ .

Порівняння графічних залежностей зміни об'ємної маси  $\gamma$  вихідного потоку матеріалу для конічного (пірамідального) та параболічного бункерів вказують на те, що параболічні бункери не забезпечують покращення стабілізації згадуваного показника. А зважаючи на складність їх виготовлення, необхідно надати перевагу у використанні в дозуючих системах для компонентів ОМД конічним (пірамідальним) бункерам.

## Література

1. Вайнсон А.А. Подёмно-транспортные машины. - М.: Машиностроение, 1989. -536 с.
2. Гуцаленко О. В. Методи дослідження закономірностей процесу витікання мінеральних добрив у середині бункера та характер їх пошарового розподілу // Збірник наукових праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том V, “Сучасні проблеми механізації сільськогосподарського господарства.” - Київ: НАУ, 1999. - С. 215-225.
3. Гуцаленко О. В. Методика розрахунку конструктивних параметрів та технологічних параметрів бункерів розкидачів мінеральних добрив // Збірник наукових праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том V11, “Сучасні проблеми механізації сільськогосподарського господарства.” - Київ: НАУ, 2000. - С. 260-266.
4. Панченко А. Н. Повышение работоспособности бункеров послыоного распределения сыпучих и связных материалов сельскохозяйственных и мелиоративных и мелиоративных машин. – Днепропетровск: Днепропетровский государственный аграрный университет, 1995. -52 с.
5. Градштейн И.С., Рыжик И.М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. М.: Наука, 1971. – 1108 с.
6. Цизь І.Є., Дідух В.Ф. Дослідження закономірності витікання сипкого зв'язного матеріалу (СЗМ) у бункері дозуючого пристрою // Сборник научных трудов Керченского морского технологического института “Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий”. Выпуск 2. – Керчь: КМТИ, 2001. - С. 55-62.
7. Цизь І.Є. Дослідження закономірності зміни об'ємної ваги матеріалу при формуванні розкладеного шару у бункері // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 6. –Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. - С.194-197.
8. Цизь І.Є. Визначення тиску обмежуючої поверхні на сипкий матеріал у бункері дозуючого пристрою // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 9. –Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. - С.163-167.

*Рецензент д.т.н, проф., В.Ф. Дідух*

## ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ ТОЧНОГО ВИСІВУ НАСІННЯ

*Наведено конструкцію та принципи роботи широко універсального апарату точного висіву насіння. Викладені особливості проектування таких апаратів для різних сільськогосподарських культур.*

**Постановка проблеми.** В системі машин для вирощування сільськогосподарських культур важливе місце займають посівні машини, оскільки від якості посіву і залежить величина урожаю. Їх основний недолік - низька універсалізація сівалок, при цьому практично для висіву окремого виду насіння використовують окремий висівний апарат. Створення універсального висівного апарату точного висіву для різних сільськогосподарських культур є важливою загальнодержавною проблемою.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки “Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі” Кабінету Міністрів України на 2002-2006 роки.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питанням розробки конструкцій широкоуніверсальних сівалок точного висіву насіння присвячені роботи [1, 2, 3], однак вони потребують подальшого удосконалення і напрацювань. Тому **метою роботи** є розробка і дослідження широкоуніверсальної сівалки точного висіву насіння різних сільськогосподарських культур

**Результати дослідження.** Висівний апарат (рис. 1) виконано у вигляді рами 1, на якій на підшипниках ковзання 2 встановлено вал 3 механізму забору і подачі насіння, на якому жорстко закріплені: диск 4 механізму забору і подачі насіння, ексцентрик 5, привідний шків 6. На диску, в підшипниках ковзання 7, рівномірно по колу встановлено, наприклад, вісім осей 8, на яких жорстко встановлені привідні лівий 9 і правий 10 важелі таким чином, що вони містяться в одній площині, яка проходить через вісь 8 і перпендикулярна до осі. На кінцях осей 8, перпендикулярно до них, жорстко встановлені важелі 11, таким чином, що вони знаходяться в площинах, які проходять через осі повернуті відносно площин, в яких лежать привідні важелі 9 і 10. На кінцях важелів 11, на різьбі встановленні змінні, залежно від розмірів насіння,

черпаки 12, у виїмки яких вільно поміщують одну насінину конкретної рослини. На визначеній віддалі від осей 8 диска 4 встановлені пружні опори 13.

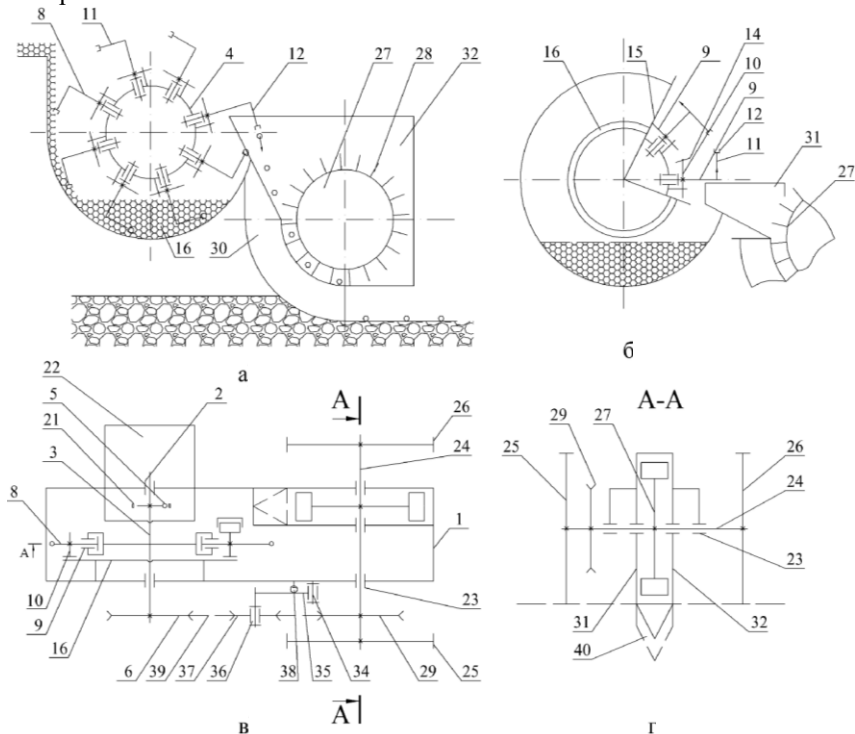


Рис. 1. Висівний апарат точного висіву насіння: а, б - технологічні схеми роботи висівного апарату; в, г - кінематична схема

З правого боку від диска на рамі жорстко закріплений упор 14, який перетинає траєкторію, по якій переміщається правий важіль 10 і виставлений таким чином, що під час обертання диска він повертає важіль кругом осі на кут достатній для викидання насіння з черпака. З лівої сторони від диска на рамі жорстко закріплений упор 15, який перетинає траєкторію, по якій переміщається лівий важіль 9 таким чином, що він зміщений по колу в напрямку обертання диска на кут  $\varphi$  від упора 14. З лівого боку від диска на рамі жорстко закріплена кругова доріжка 16 ковзання кінця лівого важеля.

На рамі знизу під механізмом забору і подачі насіння жорстко встановлено піддон 17 живильника таким чином, що важелі з черпаками вільно переміщуються в ньому. В піддоні встановлено

перегородку 18, а на осі коливання 19, коромисло 20, таким чином, що його вилка 21 заходить на ексцентрик 5 вала 3, а нижній кінець знаходиться в проміжку, через який проходить насіння у піддон. Крім того до бокової стінки піддона прикріплений насіневий бачок 22.

На рамі, в підшипниках ковзання 23 встановлено вал 24, на кінцях якого жорстко закріплені ведучо-опорні колеса 25 і 26 з можливістю кругового обертання, диск 27 гасника горизонтальної швидкості насіння з еластичними лопатками 28, ведучий шків 29 приводу механізму забору і подачі насіння. Крім цього, на рамі жорстко закріплений кіль сошника 30 з боковинами 31, 32 і приймальною камерою 33 таким чином, що внутрішня циліндрична поверхня кіля сошника контактує з кінцями лопаток 28.

На рамі, на осі 34 шарнірно встановлений важіль 35, на якому на осі приводу 36 встановлено натяжний шків 37 та натяжна пружина 38, яка через важіль притискає натяжний шків до паса 39 через який здійснюється передача крутного моменту. Глибина заробки насіння встановлюється змінними кільцевими насадками 40.

Робота висівного апарату точного висіву насіння у ґрунт здійснюється таким чином. При перекочуванні привідних коліс 25 і 26 по поверхні ґрунту на валу 24 виникає крутний момент, який через шків 29, пас 39 і шків 6 передається на вал 3, на якому встановлений диск 4 механізму забору і подачі насіння. При обертанні диска черпаки 12, які знаходяться в зоні кута повертання площини диска, що забезпечує одночасно контакт лівого важеля 9 з доріжкою ковзання 16 і пружним упором 13, по чергово занурюючись в насіння, яке є у піддоні.

У зоні кута  $\beta$  лівий важіль 9 виходить з контакту з доріжкою ковзання 16 і під дією пружного упора 13 повертається на деякий кут і тим самим забезпечує зачеплення кінця правого важеля 10 з упором 14. При проходженні правого важеля 10 через упор 14 останній повертається на кут  $\gamma$  і на такий же кут від вертикальної площини повертається важіль 17, на якому закріплений черпак 12. Під час повертання черпака насіння випадає з нього в приймальну камеру 33.

При попаданні насінини в приймальну камеру, вона захоплюється еластичними лопатками 28 і переміщається по циліндричній поверхні кіля 30 до його закінчення і вільно випадає в канавку глибиною  $h$  зроблену кілем у ґрунті.

При переміщенні насінини по циліндричній поверхні кіля сошника 30, лопаткою 28 вона набирає горизонтальної швидкості  $V_H$ , яка рівна по величині швидкості руху висівного апарату  $V_C$  і протилежна по напрямку руху машини. В точці випадання насінини з



висівного апарату її горизонтальна швидкість відносно землі рівна нулю, що дає можливість насінню залишатися на тому місці де вона доторкнулася до ґрунту.

При зменшенні кількості насіння в піддоні 17 нижче від нижньої кромки перегородки 18, насіння з бачка 22 через щілину висипається в піддон, таким чином перегородка підтримує стабільний рівень насіння у піддоні. Для усунення зависання насіння і запобігання утворення сводів в проміжку щілини на осі 19 здійснює коливні рухи коромисло 20, яке приводиться в коливний рух ексцентриком 5 через вилку 21.

Таблиця. Характеристики посіву рядкового однозернового точного

№	Культура	Кількість обертів диска $n$ , об/хв	Ширина міжряддя, см	Кількість насінин на 1погонний метр	Кількість насінин на 1га, млн. [1]	Швидкість сівалки, м/с
1	Пшениця, ячмінь	445,5	5	27	5,5	2,2
2	Горох	231	10	14	1,4	2,2
3	Кукурудза	47	70	2,86	0,041	2,2
4	Кормові буряки	154,6	45	9,37	0,625	2,2
5	Ріпак	247,5	7,5	15	2	2,2
6	Цукрові буряки (недражовані)	363	45	22	0,489	2,2
7	Цукрові буряки (дражовані)	148,5	45	9	0,2	2,2
8	Гречка	346,5	5	21	4,2	2,2

Глибина заробки насіння  $H_1$  встановлюється змінними кільковими насадками 40. Загортачі й ущільнюючий блок сівалки не показані на кресленні.

До переваг запропонованого висівного апарату відноситься точність висівання насіння різних розмірів за рахунок зміни черпаків. Останнє розширює технологічні можливості і дає змогу одним апаратом висівати насіння різних розмірів.

Залежність кількості обертів висівного диска насіння  $n$  об/хв від швидкості руху сівалки  $V$  і кількості черпаків:

$$n = \frac{60V}{kl},$$

де  $V$  – швидкість руху сівалки, м/с;  $k$  – кількість черпаків на диску;  $l$  – відстань між сусідніми висівними зернинами.

На рис. 2 зображена удосконалена схема сівалки точного висіву насіння.

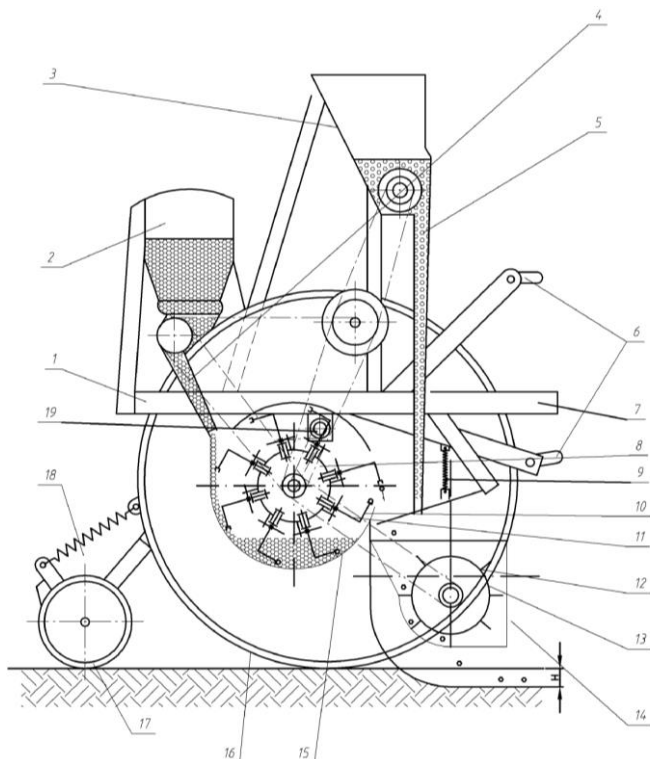


Рис. 2. Удосконалена конструкція сівалки для точного висіву насіння: 1-рама, 2-бачок з насінням, 3-бачок з добривами, 4-насієкпровід, 5-тукопровід, тяги механізму підвіски, 7-підніжка, 8-механізм подачі насіння, 9-підвіска висівного апарату, 10-черпак, 11-важіль, 12-висівний апарат, 13-лопати висівного апарату, 14-сошники, 15-корпус, 16-опорні колеса, 17-каток, 18-підвіска, 19-вал приводу сівалки

Дослідженнями встановлено, що запропонований висівний апарат доцільно використовувати для посіву сільськогосподарських культур, причому кутова швидкість висівного диска повинна бути в межах  $350 \dots 450 \text{ хв}^{-1}$ .

На основі вищевказаного можна зробити такі **висновки**:

1. Запропонований широкоуніверсальний висівний апарат точного висіву насіння різних сільськогосподарських культур, з обґрунтуванням конструктивних і технологічних параметрів.

2. Розроблена конструктивно-компонувальна схема апарату з відповідним кінематичним забезпеченням.

#### Література

1. Кияк Г.С., Рослинництво. - К.: Вища школа, 1976. - 186 с.
2. Кардашевский С.В. Высевные устройства посевных машин. - М.: Машиностроение, 1973. - 356 с.
3. Пронин А.Ф. Посевные машины.- Гос. изд. Молдавии, 1957. - 187 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко*

УДК 631.3.658

А.О. Шарибура  
ННЦ „ІМЕСГ”

### **КОНЦЕПТУАЛЬНА МОДЕЛЬ ЛЬОНОЗБИРАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ**

*Обґрунтовано потребу розробки концептуальної моделі льонозбирального комплексу. Сформульовано властивості, якими повинна володіти система. Виокремлено складові елементи системи, вплив зовнішнього середовища на неї. Виділено процеси для роздільної і комбайнної технології збирання льону.*

**Постановка проблеми.** Головною передумовою ефективності виробництва будь-якої продукції є максимальна механізація окремих операцій її виробничого процесу. Льонарство, яке для сільськогосподарських підприємств (СПП) України було нещодавно прибутковою галуззю, з початку 90-х років почало занепадати. Це зумовлювалося: диспаритетом цін на ринку льонопродукції та техніки; швидкими темпами інфляції; втратою зв'язків виробників льону із заводами виготовлювачами техніки; відсутністю державного замовлення на льонопродукції тощо [6].

Сьогодні ситуація поступово покращується. Льон починає з'являтися в структурі посівних площ окремих СПП, переробні

підприємства починають збільшувати обсяги переробки продукції, ряд промислових підприємств розробив та починає виготовити спеціалізовану техніку. Водночас, виникає питання, яка техніка потрібна, яким агротехнічним вимогам вона повинна відповідати, яку кількість техніки повинні мати СГП тощо. Зокрема це стосується техніки для збирання льону. Відповідь на ці запитання можна отримати лише на основі досліджень, які як відомо [5], не можливо виконати без моделювання. Першим кроком на цьому шляху є обґрунтування концептуальної моделі.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проблему обґрунтування парку машин СГП розглядали ряд вчених [3,4]. Ними розроблено загальні принципи концепції і стратегії розвитку як системи машин в АПК загалом, так і машин для льонарства зокрема [4]. Однак, питання структури льонозбирального комплексу залишається не вирішеним. Відомі методи та моделі визначення комплексів машин мають певні недоліки [5], а тому використання їх для обґрунтування льонозбирального комплексу може привести до помилок.

**Мета дослідження.** Метою статті є – розробка концептуальної моделі льонозбирального комплексу.

Причини, що ускладнюють процес збирання льону-довгунцю, є такі: неодноразовість досягання насіння та волокна, а також залежність виходу льонопродукції від погодних умов.

З метою забезпечення якості та максимального виходу льонопродукції використовують адаптивні до кліматичних умов технології збирання – роздільну, комбайнову [7] та комбіновану [2]. Головні вимоги, що висуваються до комплексу льонозбиральних машин, це: максимальна механізація процесу збирання льону-довгунця за умови використання будь-якої технології, а також ресурсо- та енергоощадність збирального процесу.

**Результати дослідження.** Створення концептуальної моделі льонозбирального комплексу машин відбувається за певними етапами, розкриття змісту яких дає змогу об'єктивно дослідити властивості системи. До цих етапів відносяться: визначення і орієнтація; стратифікація; деталізація; локалізація; структуризація і управління; виділення процесів та відображення станів [1].

На етапі визначення і орієнтації обґрунтовуються показники, що характеризують властивості системи. Оскільки якісні та кількісні показники зібраного врожаю залежать від способу його збирання, кліматичних умов, рівня механізації процесу та ряду інших чинників, то на цій підставі сформульовані властивості, якими повинна володіти

система. Насамперед, це – максимальна механізація процесу, оскільки ручна праця є дорогою та непродуктивною.

Другою властивістю є гнучкість (універсальність) – тобто здатність комплексу машин залежно від погодних умов та стану предмета праці забезпечувати виконання різних технологій збирання.

Третьою властивістю є надійність – оскільки вхід з ладу будь-якої машини може призвести до втрат (через перестоювання, проростання) та зниження якості (через перемежування, підгнивання та перестоювання) врожаю.

Таблиця. Складові елементи системи

№ п/п	Рівні деталізації	Елементи
1	Поле під льоном (Пл)	Конфігурація поля, стан ґрунту, рельєф, ухил поля, стан льону, врожайність
2	Техніка для вибирання льону (Т <sub>в.л</sub> )	Льонобралки, льонокомбайни, трактори
3	Техніка для обчисування стебел (Т <sub>о.с</sub> )	Льонокомбайни, підбирачі-обчисувачі, трактори
4	Техніка для транспортування вороху (Т <sub>в</sub> )	Трактори, причеи
5	Техніка для приготування трести (Т <sub>п.т</sub> )	Обертаючі, ворущилки
6	Техніка для підбирання трести (Т <sub>під</sub> )	Прес-підбирачі
7	Техніка для навантаження трести на ТЗ (Т <sub>н.т</sub> )	Фронтальні навантажувачі
8	Техніка для транспортування трести (в рулонах) (Т <sub>т.т</sub> )	Трактори, звичайні та спеціальні причеи

На етапі стратифікації виділено головні складові системи, а саме – поле під льоном, машини для вибирання льону, його обчисування, транспортування вороху, приготування трести, піднімання трести, її навантаження та транспортування.

На етапі деталізації виокремлено елементи системи (льонозбирального комплексу).

На етапі локалізації виділяється вплив зовнішнього середовища (кліматичних умов) на досліджувану систему. Цей вплив проявляється в часових термінах початку та природно допустимої тривалості проведення збиральних робіт.

На етапі структуризації та управління означено матеріальні зв'язки для комбайнового (Пл-( $T_{в.л.}$ -  $T_{о.с.}$ ) - $T_{в.}$ - $T_{п.т.}$ ;  $T_{п.т.}$ - $T_{під}$ ;  $T_{під}$ - $T_{н.т.}$ ;  $T_{н.т.}$ - $T_{т.т.}$ ) та роздільного (Пл-  $T_{в.л.}$ ;  $T_{в.л.}$  - $T_{о.л.}$ ;  $T_{о.л.}$  - $T_{в.}$ ;  $T_{в.}$  - $T_{п.т.}$ ;  $T_{п.т.}$ -  $T_{під}$ ;  $T_{під}$ - $T_{н.т.}$ ;  $T_{н.т.}$ - $T_{т.т.}$ ) способів збирання. Визначено інформаційні та речовинні зв'язки.

До інформаційних зв'язків відноситься інформація про стан ґрунту, стеблостою, прогноз кліматичних умов, а також дані про планові та реалізовані обсяги виконання окремих технологічних операцій.

До речовинних зв'язків відноситься переміщення машин по полю під час виконання технологічних операцій, процес перетворення соломки в тресту та переміщення її і вороху з поля на склад.

На етапі виділення процесів виокремлюємо кожен із них для роздільної (1) та комбайнової (2) технології (рис.).

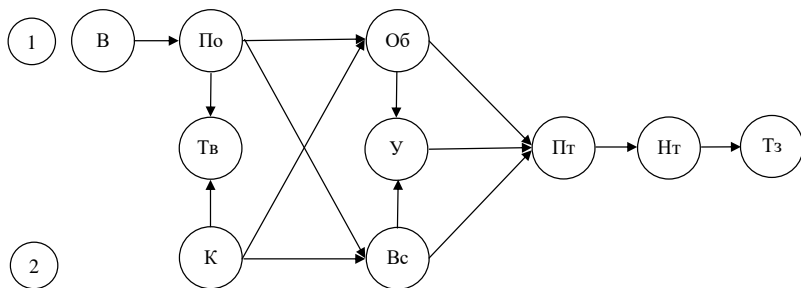


Рис. Схематичне зображення роздільної (1) та комбайнової (2) технологій збирання льону-довгунця: В – вибирання льону; По – підбирання та обчисування стрічки льону; К – пряме комбайнування льону; Тв – транспортування вороху; Об – обертання стрічки; Вс – ворухіння стрічки; У – утворення порцій (грабельним порцісуювачем); Пт – підбирання трести; Нт – навантаження трести на транспортні засоби; Тз – транспортування трести на переробку

Етап відображення станів передбачає вибір параметра (параметрів)  $s$  для кожного елемента системи, значення якого змінюється на протязі виконання процесу та відображає його стан в даний момент часу ( $t$ ). До таких елементів відноситься: поле, льон, погода, машини, середовище (погода).

Щодо поля, то воно може бути в такому стані, „під льоном”, „встелене лляною стрічкою”.

Стосовно льону, що є на тому, чи іншому полі, то можна виділити такі стани: ранньо жовта фаза, жовта фаза та повна фаза,

„вибраний у стрічці”, „обчесана стрічка”, обернена стрічка, зворушена стрічка, стрічка в рулоні, виділений насінневий ворох тощо.

Погода може бути в двох станах: 1) придатна для збирання; 2) непридатна для збирання

**Висновки:** 1. Труднощі, що виникають під час збирання льону-довгунця зумовлені його біологічною особливістю, яка полягає в тому, що його стебло дозріває дещо швидше ніж насіння, а також природно-кліматичними умовами збирального сезону.

2. Технологія у процесі збирання льону-довгунця змінюється в залежності від стану льону та кліматичних умов, тому якість та кількість зібраного врожаю залежить від гнучкості збирального комплексу, рівня механізації та своєчасності виконання операції технологічного процесу.

3. Машини, що використовують для комбайнної та роздільної технології збирання можна умовно поділити на три групи – 1) спеціалізовані - це ті машини, які виконують технологічні операції тільки в одній конкретній технології; 2) машини спільного використання-це машини, застосування яких можливе в декількох технологіях збирання; 3) універсальні - це машини, які використовуються і виробничих процесах вирощування окремих сільськогосподарських культур.

4. Розроблення концептуальної моделі комплексу машин для збирання льону-довгунця є важливим етапом у дослідженні його ефективності.

#### Література

1. Дружинин В.В., Контров Д.С. Системотехніка. – М.: Радио и связь, 1985.–200с. ил.

2. Ковалев М.М., Поздняков Б.А. Ресурсосберегающая технология комбинированной уборки льна-долгунца // Материалы Международной научно-практической конференции. Часть 1. –М.: Издательство ВИМ, 2004. –200с.

3. Рижук С.М., Гуков Я.С., Погорілий Л.В. Система машин в АПК – концепція і стратегія розвитку // Механізація та електрифікація сільського господарства. –2002. – Вип. 86.- С.5-12.

4. Саченко В.І., Гуков Я.С., Коваль С.М. і ін. Концептуальна модель вітчизняної системи машин для льонарства // Техніка АПК. –2003. - №12.– С.6-7.

5. Сидорчук О.В. Розвиток теорії функціональних структур матеріального виробництва //Вісник Львів. держ. аграрн. ун-ту. –2003. –№7.– С. 3-8.

6. Скорченко А.Ф. Стратегія держави – відродження льонарства // Пропозиція. - 2001. - №6. - С. 54-55.

7. Хайліс Г., Проценко Ю., Залужний В.І. Технологічні аспекти вдосконалення вирощування і збирання льону-довгунцю. // Техніка АПК. – 2003. - №3. – С. 4-6.

*Рецензент д.т.н., проф. О.В. Сидорчук*

УДК 681.51

В.М. Швайко, к.т.н., В.О. Соломка, к.т.н., О.В. Соломка  
Національний аграрний університет

## **ОСОБЛИВОСТІ ПОБУДОВИ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ПРОЦЕСІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

*У статті розглянуто особливості побудови математичних моделей сільськогосподарських процесів та шляхи їх оптимізації на прикладі фермерського господарства*

**Постановка проблеми.** Планування та реалізація будь-яких виробничих процесів у народному господарстві підпорядковані головній меті – пошуку і застосуванню найбільш ефективних способів досягнення заданих результатів. Для цього необхідно дослідити процес та фактори, що на нього впливають. Не завжди доцільно експериментувати з реальним процесом, а іноді це і неможливо, особливо в сільськогосподарському виробництві, де існує значна кількість некерованих факторів, які дуже складно спрогнозувати. Тому, останнім часом широко застосовується метод моделювання виробничих процесів, найбільш перспективним з яких є математичне моделювання, що набуло популярності завдяки відносно низькій собівартості, високій точності, можливості оперативного розгляду значної кількості варіантів, високій швидкості проведення розрахунків, особливо при застосуванні ЕОМ.

**Мета дослідження** – проаналізувати особливості застосування математичного моделювання сільськогосподарських процесів та визначити реальні шляхи їх оптимізації.

**Результати дослідження.** В загальному вигляді виробничу систему схематично можна зобразити у вигляді прямокутника (рис. 1).



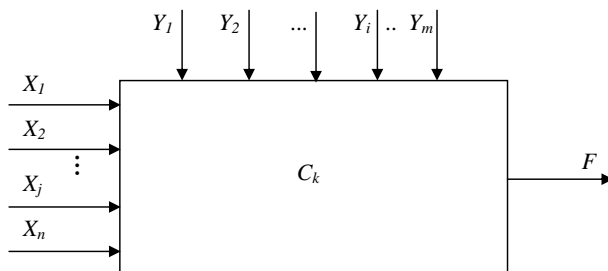


Рис. 1. Схематичне зображення виробничої системи та факторів, що на неї впливають

На систему діють зовнішні змінні фактори двох типів:

- керовані фактори  $X_j$  ( $j = 1, 2, 3, \dots, n$ ), значення яких можна змінювати в деякому визначеному інтервалі з метою пошуку оптимального рішення;
- некеровані фактори  $Y_i$  ( $i = 1, 2, 3, \dots, m$ ), значення яких не залежать від бажання людини і визначаються зовнішнім середовищем.

До керованих факторів у сільськогосподарському виробництві можна віднести норми висіву культури, норми внесення добрив, площа посіву, терміни посіву й інші, а до некерованих – погодні умови, кількість опадів і т.д. Іноді складно однозначно визначити, до якого типу відносяться фактори: до керованих чи до некерованих. Наприклад, кількість задіяної посівної техніки в звичайних обставинах – керований фактор, а при аварійному виході з ладу певної кількості машин він переходить до некерованих факторів.

Крім зовнішніх факторів, на результат реалізації виробничого процесу впливають і властивості самої системи, її внутрішня складова  $C_k$  ( $k = 1, 2, 3, \dots, l$ ), яка, як правило, є її кількісною характеристикою і може бути виражена в чисельному вигляді. Властивості системи можуть бути постійними (сталими), або змінними (детермінованими або стохастичними, дискретними або неперервними, залежними або незалежними). У сільськогосподарському виробництві не існує чіткої межі в класифікації властивостей системи: залежно від умов одні і ті ж властивості можна віднести як до постійних, так і до змінних, як до випадкових, так і до детермінованих, що суттєво ускладнює побудову і оптимізацію її математичної моделі. Наприклад, вартість паливно-мастильних матеріалів, з урахуванням якої формується собівартість продукції, в певному проміжку часу може бути постійною величиною, але під впливом зовнішніх, не завжди прогнозованих чинників іноді змінюється в значних межах і, як правило, в напрямку збільшення, що, в свою чергу, впливає на собівартість продукції, що виробляється. Інші

властивості сільськогосподарської системи, такі як ціна на сільськогосподарську продукцію, урожайність різноманітних культур, забур'яненість посівів, їх густина та ряд інших, є залежними від інших властивостей і зовнішніх факторів, тому важко прогнозуються, що суттєво ускладнює пошук оптимального рішення виконання процесу.

Оптимізація виробничого процесу в математичному вираженні зводиться до пошуку екстремального значення функції  $F$  (максимуму або мінімуму) в чисельному вигляді, що вимагає певної його формалізації і в більшості випадків не відтворює з повною адекватністю його суть, але є єдиним реальним шляхом знаходження ефективних рішень з мінімальними затратами ресурсів. Функцію  $F$  називають функцією мети, або цільовою функцією і в загальному вигляді її можна записати:

$$F = f(X_j, Y_i, C_k) \rightarrow \max(\min). \quad (1)$$

Задачі математичного програмування поділяються на два великі класи: лінійні та нелінійні. Якщо цільова функція та її обмеження містять змінні у першому або нульовому степені, то ми маємо справу з задачами лінійного програмування. В усіх інших випадках задача буде нелінійною. Важливою перевагою задач лінійного програмування є те, що для їх розв'язування розроблено ряд методів, які дозволяють з певною достовірністю їх вирішити. Теоретично кожну задачу лінійного програмування можна розв'язати.

Більшість виробничих процесів в сільському господарстві, як правило, є нелінійними, стохастичними, що розвиваються в умовах невизначеності. Розв'язувати нелінійні задачі набагато складніше, ніж лінійні, оскільки немає універсального методу розв'язування таких задач. Для окремих типів нелінійних задач розроблено спеціальні методи їх розв'язування. Як правило, застосування цих методів пов'язане зі значними затратами, тому на практиці застосовують, здебільшого, лінійні економіко-математичні моделі. Часто нелінійні залежності апроксимують (наближають) лінійними. Такий підхід є досить ефективним.

Розглянемо процес створення та реалізації математичної моделі сільськогосподарської виробничої системи на прикладі рішення задачі лінійного програмування як найбільш типової.

Як уже відзначалося, з метою пошуку оптимального рішення виразу (1) реально ми можемо впливати лише на зовнішні змінні фактори  $X_j$ , тому в загальному вигляді математичну модель лінійного програмування можна представити таким чином:

$$F = c_1 x_1 + c_2 x_2 + \dots + c_n x_n = \sum_{j=1}^n c_j x_j \rightarrow \max(\min). \quad (2)$$

Будь-який набір змінних  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , що задовольняє умови обмежень, які на них накладаються, називають допустимим планом, або планом. Кожному допустимому плану відповідає значення цільової функції, яке обчислюється за формулою (2). План, за якого цільова функція набуває екстремального значення, називається оптимальним.

Зауважимо, що в задачі математичного програмування передбачається одна цільова функція, яка кількісно визначена. У реальних виробничих системах на роль критерію оптимізації претендують кілька десятків показників. Наприклад, максимум чистого доходу від виробленої продукції у вартісному виразі чи максимум рентабельності, мінімум собівартості виробленої продукції або мінімум витрат дефіцитних ресурсів. Хоча задача математичного програмування передбачає одну цільову функцію, але існують математичні методи побудови компромісних планів, тобто методи багатокритеріальної оптимізації.

Існує ряд способів ефективного рішення задач лінійного програмування, які можна застосувати для пошуку оптимального значення функції мети в процесах сільськогосподарського виробництва. Найбільш наглядний спосіб – геометрична інтерпретація задачі лінійного програмування [1]. Розглянемо його на конкретному прикладі.

Припустимо, що в фермерському господарстві вирішили виділити площу, розміром 20 га під посіви гречки та кукурудзи на зерно, причому площа під посівами гречки повинна становити не менше 5 га. Враховуючи наявні ресурси та технічне забезпечення фермерського господарства, на вирощування вищевказаних культур планується затратити відповідно 5 та 25 людино-днів ручної праці та 2 і 8 людино-днів механізованої. Агротехнічні умови вирощування кукурудзи на зерно та гречки дозволяють використати 270 людино-днів ручної праці та 80 людино-днів механізованої. Від реалізації вирощеної продукції гречки планується отримати прибуток 0,7 тисячі гривень, а від кукурудзи – 1,0 тисячі гривень.

Зрозуміло, що ефективність діяльності фермерського господарства по вирощуванню вищевказаних культур буде визначатися по максимальному отриманому прибутку.

Для побудови математичної моделі структури вирощування гречки та кукурудзи на зерно введемо такі позначення:

$x_1$  – площа посіву гречки, га;

$x_2$  – площа посіву кукурудзи, га.

Поставивши за мету отримання максимального прибутку (критерій оптимізації  $Z \rightarrow \max$ ), математичну модель процесу запишемо в такому вигляді:

$$Z = 0,7x_1 + 1,0x_2 \rightarrow \max. \quad (3)$$

Математична модель (3) має такі обмеження:

$$x_1 + x_2 \leq 20 \quad (4)$$

$$5x_1 + 25x_2 \leq 270 \quad (5)$$

$$2x_1 + 8x_2 \leq 80 \quad (6)$$

$$x_2 \geq 5 \quad (7)$$

$$x_1 \geq 0; x_2 \geq 0 \quad (8)$$

Кожну з цих нерівностей у графічній інтерпретації можна представити площею, що обмежується відповідною граничною прямою (рис. 2).

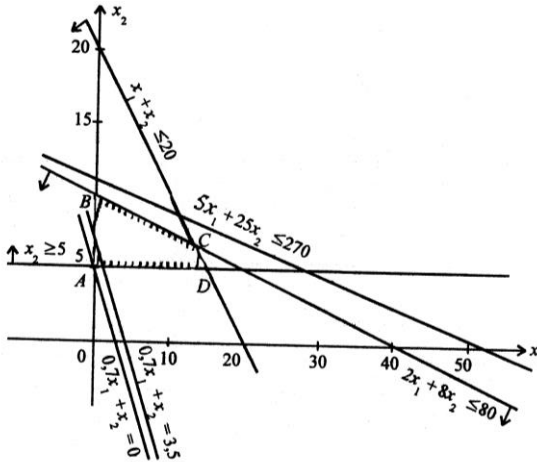


Рис. 2. Графічна інтерпретація розв'язку задачі оптимізації площі посіву

У результаті перетину цих прямих утворюється область допустимих розв'язків задачі (на рис.2 – многокутник  $ABCD$ ). Цільова функція  $Z = 0,7x_1 + 1,0x_2$  описує сім'ю паралельних прямих, кожна з яких відповідає певному значенню  $Z$ . Зокрема, якщо  $Z=0$ , маємо  $0,7x_1 + x_2 = 0$ . Ця пряма проходить через початок системи координат. Коли  $Z=3,5$ , дістаємо пряму  $0,7x_1 + x_2 = 3,5$ .

Якщо задача лінійного програмування має оптимальний план, то екстремального значення цільова функція набуває в одній із вершин

многокутника розв'язків. А якщо цільова функція досягає екстремального значення більше як в одній вершині многокутника, то вона досягає його і в будь-якій точці, що є лінійною комбінацією цих вершин.

Отже, розв'язати задачу лінійного програмування графічно означає знайти таку вершину багатокутника розв'язків, у результаті підставлення координат якої в математичну модель процесу лінійна цільова функція набуває найбільшого (найменшого) значення.

У наведеному прикладі (рис. 2) цільова функція (3) набуває максимального значення у вершині *C* чотирикутника *ABCD*. Координати цієї вершини визначаються сумісним рішенням рівнянь (4) і (6). Знайшовши ці координати та підставивши їх в рівняння функції мети (3), отримаємо:  $Z_{max} = 0,7 \cdot 13,33 + 6,67 = 16,00$  (тис. грн.).

Отже, фермерське господарство може отримати максимальну суму прибутку в розмірі 16 тисяч гривень у випадку, коли під посіви гречки буде відведено 13,33 га, а під посіви кукурудзи на зерно – 6,67га з наявних 20 га посівних площ. Якщо прийняти рішення по розподілу посівних площ згідно з координатами вершини *D* чотирикутника *ABCD* (відповідно 15 га і 5 га), то фермерське господарство недоотримає 0,5 тис. грн. прибутку за однакових інших умов.

Наведений приклад наочно демонструє, що складні процеси сільськогосподарського виробництва можна оптимізувати шляхом їх формалізації і застосування методу математичного моделювання та лінійного програмування. Але графічний метод для визначення оптимального плану лінійного програмування доцільно застосовувати лише для задач із двома змінними. За більшої кількості змінних вдаються до загального методу розв'язування задач лінійного програмування – так званого симплекс-методу. Процес розв'язування задачі симплекс-методом має ітераційний характер: обчислювальні процедури (ітерації) одного й того самого типу повторюються у певній послідовності доти, доки не буде отримано оптимальний план задачі, або не буде з'ясовано, що його не існує.

**Висновок.** Отже, суть симплекс-методу полягає в поетапній обчислювальній процедурі, в основу якої покладено принцип послідовного поліпшення значень цільової функції переходом від одного опорного плану задачі лінійного програмування до іншого [2].

На жаль, обмежений об'єм статті не дозволяє навести приклад рішення задачі оптимізації сільськогосподарських процесів цим методом.

## Література

1. Вітлінський В.В., Наконечний С.І., Терещенко Т.О. Математичне програмування: Навч.-метод. посібник. - К.: КНЕУ, 2001. - 248 с.

2. Зелінський А.М. Основи математичного моделювання: навч. посібник. - К.: НМК ВО, 1992.- 220 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 631.358

С.Ф. Юхимчук, к.т.н.

Луцький державний технічний університет

## ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЛАНЦЮГОВОГО ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТУ

*У статті подано обґрунтування основних параметрів бральної секції ланцюгового льонобрального апарату.*

**Постановка проблеми.** До основних недоліків пасових апаратів відносяться розтягнутість стебел у стрічці, що формується, і обрив насінневих коробочок при розділенні стеблостою льону при підведенні стебел до бральних ривчаків. У статті подане вирішення цих проблем на основі запропонування нової конструкції брального апарату з обґрунтуванням його параметрів, необхідних для його проектування.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В існуючих пасових льонобральних апаратах стеблостій льону спрямовується до бральних ривчаків подільниками, які розділяють стеблостій і формують так звані пучки стебел. У результаті бокові стебла пучка нахилиються боковими прутками подільників, а центральні – ні. Виникає таке небажане явище, як розтягнутість стебел у стрічці, що формується, - тобто стебла у стрічці зміщені одні відносно інших. А це в свою чергу збільшує ширину стрічки. Крім того при розділенні стеблостою на пучки відбувається обрив насінневих коробочок, так як стебла льону сплетені між собою. Щоб зменшити вказані недоліки, пропонуємо принципово нову конструкцію брального апарату – ланцюгового типу (рис.1) [1].

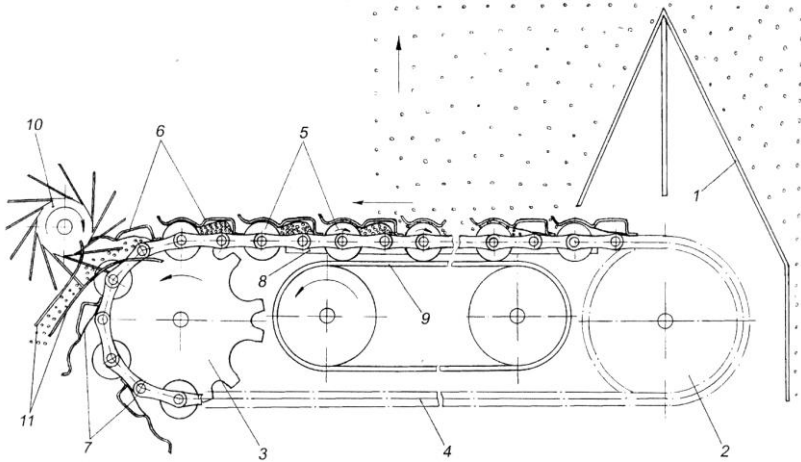


Рис.1. Ланцюговий льонобральний апарат

Ланцюговий льонобральний апарат складається із рами (на рисунку не показана), на якій встановлені польовий подільник 1, бральний пристрій, що містить ланцюгову передачу, яка складається із веденої 2 та ведучої 3 зірочок, ланцюга 4. На ланцюзі 4 закріплені бральні ролики 5, бральні пластини 6 і гумові підтримувачі 7. Знизу під робочою віткою ланцюгової передачі встановлений опорний транспортер 8, виконаний у вигляді бігової доріжки. За роликами розміщений привідний пас 9, а над ведучою зірочкою 3 ланцюгової передачі – вивідний пристрій у вигляді відкидної крильчатки 10 і направляючих прутків 11.

Ланцюговий льонобральний апарат працює таким чином.

Обертальний момент від приводу машини чи трактора (залежно від типу машини, на якій встановлений льонобральний апарат) через механізм приводу передається до ланцюгової передачі, привідного паса 9 та відкидної крильчатки 10. При русі машини по полю польовий подільник 1 відділяє стеблостій льону і при переміщенні ланцюга 4 стебла льону потрапляють у бральні рівчачки, утворені загнутими частинами бральних пластин 6 та бральними роликами 5, де і затискаються. Бральні ролики 5, контактуючи із віткою привідного паса 9, обертаються і переміщують стебла, що підтримуються бральними пластинами 6. При цьому затиснені стебла витягуються з ґрунту і, при подальшому обертанні бральних роликів 5, потрапляють у простір за бральними роликами 5, де утримуються гумовими підтримувачами 7 і так транспортуються. На виході з

брального апарату за рахунок перегину ланцюга 4 на ведучій зірочці 3 бральні планки 6 відходять від бральних роликів 5, підштовхуються гумовими підтримувачами 7 та відкидною крильчаткою 10, викидаються з брального апарату і, ковзаючи по направляючих прутках 11, розстеляються по полю. Щоб робоча вітка ланцюгової передачі не провисала при бранні льону, вона спирається на опорний транспортер 8, виконаний у вигляді бігової доріжки. Тиск у бральних ривчаках регулюється одночасно по всій ширині захвату агрегату за допомогою збільшення натягу ланцюга 4 переміщенням веденої зірочки 2. Внаслідок відсутності подільників, які в інших бральних апаратах розділяють і підводять стеблостій льону до кожного брального ривчака, зменшується розтягнутість стебел у стрічці та обрив насінневих коробочок. При роботі відбувається рівномірне забирання стебел, при цьому стебла, що затиснулись, і сусідні стебла, що тільки мають потрапити у бральний ривчак, знаходяться на віддалі на якій розрив зчеплених насінневих коробочок стебел не відбувається.

Використаний принцип брання стебел льону, який полягає у затисненні стебел між роликом, що обертається, чи пасом, що рухається, і нерухомою притисною пластиною чи прутками, використовується і в інших конструкціях бральних апаратів [2], [3] та обґрунтований у праці [4].

**Мета досліджень.** Метою даної статті є технічне обґрунтування основних параметрів ланцюгового льонобрального апарату, точніше бральної секції, яке б підтвердило можливість подальшого проектування цієї конструкції.

Для цього потрібно вирішити такі задачі: 1) підібрати швидкість руху ланцюга; 2) обґрунтувати крок розміщення бральних секцій на ланцюзі; 3) підібрати радіус ролика і куту швидкість його обертання; 4) величину зони обхвату ролика притисною пластиною – зони затискання стебел у бральній секції при бранні.

**Результати дослідження.** Для обґрунтування цих параметрів за вихідні умови приймаємо що ширина захвату брального апарату, по аналогії з існуючими, рівна  $B=1,5$  м; швидкість руху машини – 8 км/год, тобто  $v_m = 2,2$  м/с; густина стеблостою льону (приймаємо найбільш типові значення)  $i_c = 1800$  шт./м<sup>2</sup>; середній діаметр стебла  $d_c = 2$  мм.

Швидкість руху ланцюга вибираємо з таких міркувань, щоб стебла, які підходять до бральних секцій, зразу ж забирались. Це необхідно, щоб не виникало накопичення стебел перед бральним апаратом. І при забиранні, тобто затисканні, бранні і транспортуванні,



відстань між сусідніми стеблами не збільшувалась – щоб не було обриву насінневих коробочок у переплетених між собою стеблах. Це можна досягнути, коли швидкість їх забирання і швидкість підведення стебел однакові, тобто коли швидкість переміщення бральних секцій (швидкість ланцюга) буде рівна швидкості машини  $v_{л} = v_{м} = 2,2$  м/с.

За таких умов, якщо крок між бральними секціями  $t$ , то одна бральна секція забирає льон з площі рівній  $S = B \cdot t$ . А знаючи густоту стеблостою, можна знайти скільки стебел буде утримуватись у бральній секції на виході з апарату:  $i_{\sigma.c} = i_c \cdot S = i_c \cdot B \cdot t$ . Простір, який будуть займати ці стебла, за умови пошарового їх розміщення буде:  $i_{\sigma.c} \cdot d_c^2$ .

З конструктивних міркувань приймаємо, що відстань між роликками рівна діаметру ролика, тоді крок  $t = 4 \cdot R$ , де  $R$  - радіус ролика. Розмір утримуючої комірки, прив'язуючись до радіуса ролика, вибираємо  $2R \cdot R = 2R^2$ . В цій комірці повинні поміститися усі стебла, вибрані однією бральною секцією, тобто  $2R^2 = i_{\sigma.c} \cdot d_c^2 = i_c \cdot B \cdot t \cdot d_c^2$ .

Розв'яжемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} t = 4 \cdot R, \\ 2R^2 = i_c \cdot B \cdot t \cdot d_c^2, \end{cases} \quad (1)$$

при  $i_c = 1800$  шт/м<sup>2</sup>,  $B = 1,5$  м,  $d_c = 0,002$  м отримаємо, що  $R = 21,5$  мм,  $t = 86$  мм.

Для визначення колової швидкості ролика вдамося до наступних міркувань. Час, за який певна точка ланцюга, що рухається з швидкістю  $v_{л}$ , пройде відстань рівну ширині захвату  $B$ , становить  $\tau = B / v_{л}$ . За цей час стебла, що попадають у бральну секцію, за умови, що в зоні затискання між роликом і пластиною вони знаходяться одне біля одного, повинні пройти зону затискання і зібратися в утримуючій комірці:  $\tau \geq \frac{i_{\sigma.c} \cdot d_c}{v_{к}}$ . Тобто колова швидкість ролика вибирається з умови:

$$v_p = \frac{i_{\sigma.c} \cdot d_c \cdot v_{л}}{B} = i_c \cdot t \cdot d_c \cdot v_{л} = 1800 \cdot 0,086 \cdot 0,002 \cdot 2,2 = 0,68 \text{ м/с.} \quad (2)$$

Приймаємо  $v_p = 0,7$  м/с.

Визначимо необхідну величину зони затискання стебел у бральній секції при їх бранні. Для цього розглянемо схему на рис. 2.

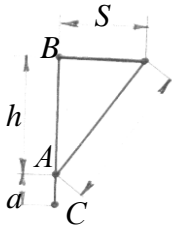


Рис. 2. Схема до визначення величини зони затискання стебел у бральній секції:  $h$  - висота брання стебел – відстань від поверхні ґрунту до бральної секції;  $a$  - довжина, на яку потрібно витягнути стебло з ґрунту для повного обриву кореня,  $a = 0,05$  м

Для того, щоб стебло витягнути з ґрунту, потрібно, щоб точка його затискання в бральній секції перемістилась в просторі на відстань  $S$  - на схемі рис. 2 з точки В в точку Д ( $S = BD$ ) таким чином, щоб  $AD = BA + AC = h + a$ . За теоремою Піфагора знаходимо:

$$S = BD = \sqrt{AD^2 - BA^2} = \sqrt{(BA + AC)^2 - BA^2} = \sqrt{2 \cdot BA \cdot AC + AC^2} = \sqrt{2h \cdot a + a^2} \quad (3)$$

З цієї формули видно, що чим більша висота брання  $h$  тим більшу відстань повинна пройти точка затиску стебла в просторі. Тому беремо висоту  $h$  не більшу 0,2 м -  $h = 0,2$  м. Звідси

$$S = \sqrt{2 \cdot 0,2 \cdot 0,05 + 0,05^2} = 0,15 \text{ м.}$$

Абсолютна швидкість переміщення точки затискання стебла, що витягується з ґрунту буде:

$$v \approx \sqrt{v_m^2 + (v_x - v_p)^2} = \sqrt{2,2^2 + (2,2 - 0,7)^2} = 2,66 \text{ м/с.} \quad (4)$$

Час за який стебло витягується з ґрунту складе:

$$\tau = \frac{S}{v} = \frac{0,15}{2,66} = 0,056 \text{ с.}$$

За цей час затиснуте між роликом і пластиною стебло пройде відстань  $S_p = v_p \cdot \tau = 0,7 \cdot 0,056 = 0,039$  м. Тобто зона затискання стебел у бральному рівчаку повинна бути не менша 39 мм. Кут обхвату ролика притискною пластиною при цьому складе:

$$\phi_p = \frac{180^\circ \cdot S}{\pi \cdot R} = \frac{180^\circ \cdot 39}{3,14 \cdot 21,5} = 104^\circ.$$

**Висновок.** За встановлених параметрів компоновальна схема бральної секції набуде вигляду, як показано на рис. 3.

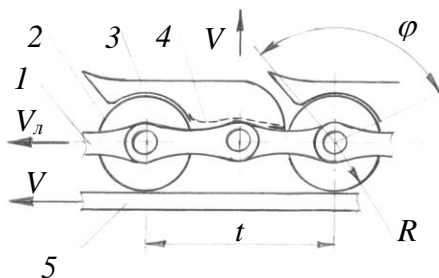


Рис. 3. Компонувальна схема бральної секції: 1 – ланцюг; 2 – бральний ролик; 3 – притискна пластина; 4 – підтримувач; 5 – опорний транспортер

З урахуванням цього, можна виготовити макет ланцюгового брального апарату і досліджуючи його пересвідчитися в його роботоздатності.

#### Література

1. Юхимчук С.Ф. Ланцюговий льонобральний апарат // Тези 19-ої науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу. - Луцьк: Навчально-науковий відділ ЛДТУ, 2004. – С. 117-118.

2. Пат. 25414А Україна, МКл А01D45/06. Льонобральний апарат / С.Ф. Юхимчук, Г.А. Хайліс (Україна) - № 9505232; Заявл. 12.05.95; Опубл. 30.10.98, Бюл. № 4.

3. Пат. 22515А Україна, МКл А01D45/06. Машина для збирання льону / Хайліс Г.А., Божидарник В.В., Горбовий А.Ю., Юхимчук С.Ф., Довгополюк В.Ф., Дацюк Л.М., Клекоць Л.І., Ужегова О.А., Цикалюк Ю.О., Рудий С.М.(Україна) - № 97031357; Заявл. 25.03.97; Опубл. 17.03.98, Бюл. № 1.

4. Юхимчук С.Ф. Визначення умов транспортування стрічки льону по притискних прутках брального апарату // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Вип. 3. -Луцьк, 1997.- С.307-311.

5. Льоноборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др.- М.: Машиностроение, 1985.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

## **ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ РОЗСТЕЛЯННЯ НА ЗЕМЛЮ СТЕБЕЛ ІЗ ЛЬОНОБРАЛЬНОЇ МАШИНИ З ПОПЕРЕЧНИМИ РІВЧАКАМИ**

*У статті наведені результати експериментального дослідження часу розстеляння стебел льонобральною машиною з поперечними рівчаками в лабораторних умовах.*

**Постановка проблеми.** Після того, як стебла вибрані, сформована бральним апаратом стрічка льону розстеляється на землю. Аналіз процесу руху стебел під час виходу з льонобральної машини показав, що до зіткнення своїми коренями з поверхнею землі стебла рухаються за інерцією під кутом до напрямку руху агрегату, повертаються і вкладаються на поле. Дослідження процесу розстеляння стебел є важливим для забезпечення якісного виконання технологічного процесу брання льону.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Теоретично виведені залежності для визначення закономірностей опускання стебел і їх повороту відносно точок дотику коренів із землею [1, 2]. В польових умовах встановлений час польоту стебла до моменту зіткнення з поверхнею ґрунту [3]. Проте експериментально не досліджувався час розстеляння стебел. Висвітленню цього питання присвячена запропонована стаття.

**Мета дослідження.** Визначити час розстеляння стебел при виході їх з льонобральної машини експериментально в лабораторних умовах. Встановити відповідність між отриманими теоретичними та дослідними даними.

**Результати дослідження.** Досліди проводили у лабораторних умовах на спеціально розробленому устаткуванні, яке показано на рис. 1. Вертикальні стійки 8 жорстко закріплені, до них за допомогою рухомих пластин 2 кріпиться еластична стрічка 4. Висота викидання стебла 5 встановлюється переміщенням стрічки 4 по стояках 8. Для контролю віддалі відтягування стрічки 4 до стояків 1 під прямим кутом нерухомо прикріплена лінійка 3. Висоту вильоту стебла 5 контролювали лінійкою 6 за допомогою електронного лічильника-секундоміра 1 з контактами 7, 9

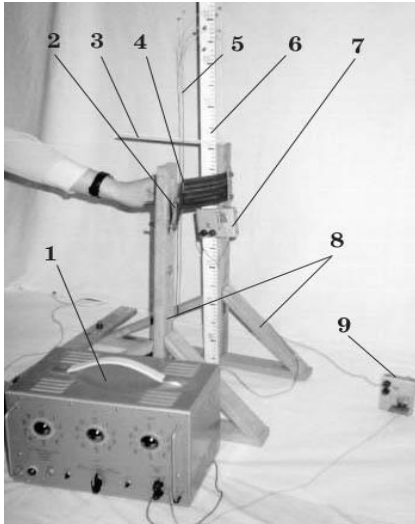


Рис. 1. Дослідження часу розстеляння стебел у лабораторних умовах: 1 - електронний лічильник-секундомір; 2 - пластины; 3 - горизонтальна лінійка; 4 - еластична стрічка; 5 - досліджуване стебло; 6 - вертикальна лінійка; 7 - пристрій з нормально розімкнутим контактом; 8 - стійки; 9 - пристрій з нормально замкненим контактом

У льонобральному агрегаті стебла виходять на розстеляння з певною початковою швидкістю, позначимо її  $v_a$ . Вона залежить від конструктивних особливостей брального апарата, швидкості пасів та швидкості руху агрегату. В лабораторних умовах стеблам штучно надавали потрібної швидкості. Для цього за допомогою динамометра відтягнули стрічку так, щоб сила, яку показує динамометр, становила 1 Н. Тоді по лінійці фіксували віддаль, на яку була відтягнута еластична стрічка, і за формулою  $c = F / \Delta x$  визначали жорсткість  $c$  еластичної стрічки. Виходячи з закону збереження кінетичної енергії, модуль швидкості вильоту стебла, яке викидається еластичною стрічкою,

відтягнутою на певну віддаль, можна знайти з формули  $|v_a| = \Delta x \sqrt{\frac{c}{m_c}}$ .

Встановили, що жорсткість еластичної стрічки становить 21,19 Н/м. З проведеного попередньо теоретичного аналізу та експериментальних спостережень визначили, що необхідно дослідити час польоту стебла з початковою швидкістю вильоту 2,8 м/с та 3,4 м/с. Розрахували, що для надання стеблу такої початкової швидкості необхідно відтягнути стрічку відповідно на 3 см та 3,5 см.

Досліди проводили так (рис. 1). Рухаючи по лінійці пристосування з нормально розімкнутим контактом, встановлювали початкову висоту вильоту 8 см. Спочатку проводили дослідження часу польоту стебла при вильоті з початковою швидкістю 2,8 м/с. Робили

пробний викид стебла, встановлюючи місце розташування пристосування з нормально зімкненим контактом. Вмикали живлення електронного секундоміра. На початку руху стебло, вдарившись в контакт НР, замикає контакт і вмикає секундомір, а в кінці польоту та повороту, вдаривши в контакт НЗ, розмикає контакт і виключає секундомір. Фіксували час польоту при падінні з висоти 8 см. Потім, змінюючи положення пристосування НР контакту, викидали стебло з висоти 15 см і 22 см. Аналогічно проводили досліди для стебел з початковою швидкістю вильоту 3,4 м/с. Досліди проводили з п'ятиразовою повторюваністю.

Для дослідів використали льон сорту Чарівний, середня довжина стебел 80 см. Досліджували вибрані вручну стебла вологістю 45-50 % і масою 0,0014-0,0018 кг.

Результати експериментальних досліджень показані у вигляді графічних залежностей на рис. 2. Показані значення часу, який потрібен для розстеляння стебла (польоту і повороту) при різних значеннях початкової швидкості вильоту (2,8 м/с, 3,4 м/с). На тій самій координатній площині нанесені дані теоретичних розрахунків. Крива 1 показує значення часу розстеляння одного стебла визначене теоретично при початковій швидкості вильоту 2,8 м/с, а крива 2 – при початковій швидкості 3,4 м/с.

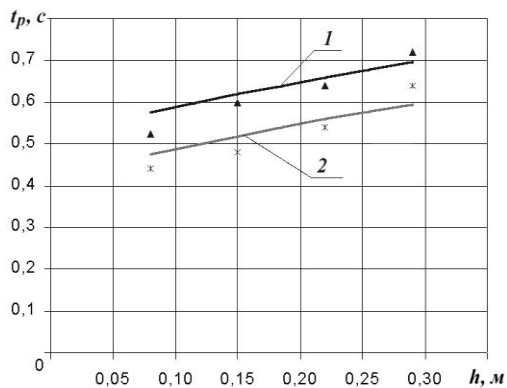


Рис. 2. Залежність часу розстеляння стебла  $t_p$  від висоти вильоту  $h$ : 1 – крива, побудована за даними теоретичних розрахунків при початковій швидкості вильоту 2,8 м/с; 2 – крива, побудована за даними теоретичних розрахунків при початковій швидкості вильоту 3,4 м/с (▲, Ж – значення, отримані дослідним шляхом при швидкості вильоту відповідно 2,8 м/с та 3,4 м/с)

З аналізу графічних даних (рис. 2) видно, що одне стебло падає дещо повільніше, ніж це було встановлено теоретично. Загальна ж тенденція зростання часу польоту при збільшенні висоти викиду така сама, як і при теоретичних розрахунках. Експериментальні дослідження в лабораторних умовах підтвердили теоретичні результати. У випадку вивчення всього процесу розстеляння з поданих результатів бачимо, що різниця між теоретичними та експериментальними даними не перевищує 2-3%.

**Висновок.** За проведеними теоретичними [1, 2] та експериментальними дослідженнями процесу розстеляння стебел льону можна зробити висновок, що на дальність польоту стебел суттєвий вплив має швидкість руху агрегату та пасів, на час розстеляння впливають параметри стеблостою, висота та швидкість вильоту, яка також залежить від положення брального апарата. Час розстеляння тим менший, чим менші довжина стебла, його маса, початкова висота вильоту та чим більша швидкість вильоту.

Користуючись наведеними вище даними, можна розробити рекомендації для встановлення раціональних режимів роботи брального апарата, його найкращого положення й, відповідно, забезпечити якісне виконання технологічного процесу брання льону.

#### Література

1. Ягелюк С.В. Дослідження польоту стебел при виході з брального апарата на розстеляння // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.7. – Луцьк: Ред-вид. ЛДТУ, 2000. – с. 171-177.
2. Хайліс Г.А., Ягелюк С.В. Про вплив опору повітря на поворот стебел при розстелянні // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.8. – Луцьк: Ред-вид. ЛДТУ, 2001. – с. 341-351.
3. Ягелюк С.В. До визначення часу польоту стебел при розстелянні // Сільськогосподарські машини, вип.9. – Луцьк: Ред-вид. відділ ЛДТУ. – 2001. – С.183-186.

*Рецензент д.т.н., проф. Л.І. Байдакова*

## ОПІР ПОПЕРЕЧНОМУ СТИСКУ ГРУПИ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ

*У статті наведені результати експериментального дослідження у лабораторних умовах фізико-механічних властивостей льоносировини. Побудовані діаграми опору групи стебел льону поперечному стиску на різних ділянках за різної вологості.*

**Постановка проблеми.** Ляне волокно має унікальні споживчі властивості, його практичну цінність не можуть замінити інші волокнисті матеріали. У процесі вирощування льону найвідповідальнішим етапом є збирання і переробка у тресту. Багаторічний досвід показав, що пошкодження стебел та їх плющення під час збирання значною мірою впливають на вихід і якість довгого волокна. Тому дослідження фізичних та механічних властивостей стебел льону має велике практичне значення.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Багато вчених досліджували механічні властивості льоносировини. Крагельський І.В. [1] вивчав стійкість стебел залежно від їх стиглості та діаметра. Дослідження властивостей льону проводили Хайліс Г.А., Морозов Ю.Г., Авер'янова Г.А., Ковальов Н.Г., Ковальов М.М. Вони встановили закономірності поперечного стиску одиничного стебла льону, побудовано діаграму залежності умовного напруження від відносної деформації стебла, вивчено вплив пошкоджень стебел на якість льоноволокна [2, 3, 4]. Дослідженнями ефективності плющення гузирів займалися Биков М.Н., Моторина Р.І. та Баранов І.В. [5, 6]. Однак не проведено комплексних досліджень поперечного стиску групи стебел на окремих ділянках, а саме: на кореневій, середній, верхній. Вони є необхідними і мають неабияке практичне значення, бо брання льону проводиться на різній висоті, відповідно плющення стебел відбувається з різною інтенсивністю на різних ділянках. Це в свою чергу впливає на якість отримуваної льоносировини і на вихід довгого волокна. Тому **метою дослідження** є визначення опору поперечному стиску групи стебел на окремих ділянках.

**Результати дослідження.** Опір поперечному стиску групи стебел на їх різних ділянках вивчали за допомогою екстензометра (рис. 1). Він застосовується для визначення відносної деформації частин стебел при розтязі, розриві, стиску в статичних умовах, за



наявності на ньому відповідних пристроїв. Це прилад, на нижній панелі корпусу 9 якого встановлено лічильник 6. У верхній частині корпусу 9 розташований індикатор 4, який показує деформацію стеблового матеріалу. До рухомого і нерухомого штоків 3 і 7 затискачами приєднуються необхідні пристрої. Для визначення опору поперечному стиску групи стебел льону на екстензометрі встановлювали притискні рамки 1, 2, їх ширина відповідала стандартній ширині паса льонобральної машини – 100 мм.

Для проведення експериментальних досліджень використовували стебла льону сорту Білінка, вибрані вручну. Досліджували щойно вибрані й сухі стебла з такими характеристиками: загальна довжина стебла 75...94 см, головчатість 3...9 насінневих коробочок.

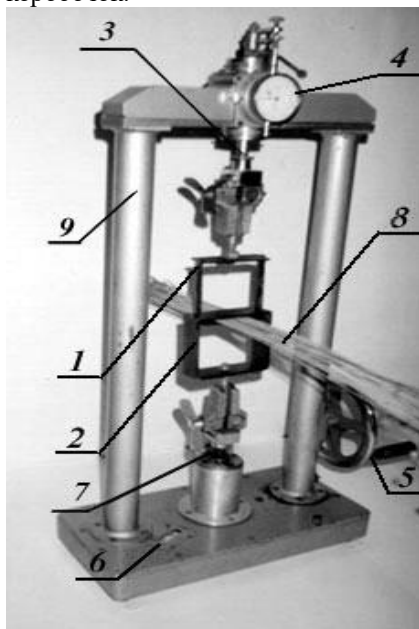


Рис. 1. Загальний вигляд екстензометра зі стеблами: 1, 2 – притискні рамки; 3 – нерухомий шток зі затискачем; 4 – індикатор; 5 – ручний привід, 6 – лічильник; 7 – рухомий шток зі затискачем; 8 – група стебел, 9 – корпус

Досліди на різних ділянках стебел проводили так. Групу стебел 8 розташовували між притискними рамками 1, 2 (рис. 1) на віддалі 400 мм від кореня. Однорідні стебла складали тісно в ряд. Притискні рамки навантажували, обертаючи ручку 5 до повного розплющування стебел. Величина зусилля визначалась за показниками лічильника 6, а відносна деформація – за показниками індикатора 4. Отримані дані записували в журнал. На наступному етапі ту саму групу стебел розташовували між

притискними пластинами на віддалі 200 мм від кореня, аналогічно до попереднього етапу проводили навантаження стебел до повного їх розплющення. Так само проводили дослідження для кореневих ділянок тієї ж групи стебел. Дослідження проводили для свіжовибраних і сухих стебел.

За допомогою тарувальної таблиці визначали силу стиску  $P$  і відповідну їй абсолютну деформацію  $\Delta d$ . За цими даними визначали умовний тиск, який діє на групу стебел, за формулою:

$$q = \frac{P}{B \cdot n \cdot d},$$

де  $B$  – ширина притискної пластини,  $m$ ;  $n$  – кількість досліджуваних стебел у групі;  $d$  – діаметр досліджуваних стебел,  $m$ .

Відносну деформацію – за формулою:

$$\varepsilon = \frac{\Delta d}{d}.$$

За результатами проведених досліджень встановлено залежність умовного тиску  $q$  від відносної деформації  $\varepsilon$ . Ці залежності показані графічно на рис. 2. (а, б).

З аналізу дослідних кривих випливає, що зі зростанням тиску зростає і відносна деформація. На ділянках  $OA_1$ ,  $OA_2$ ,  $OA_3$  (рис. 2, а, б) відносна деформація стебел зростає прямопропорційно умовному тиску. При подальшому навантаженні вона збільшується значно швидше, при цьому починається розплющування стебла. На ділянках  $A_1B_1C_1$ ;  $A_2B_2C_2$ ;  $A_3B_3C_3$  деформація помітно збільшується, а навантаження майже не змінюється. На ділянках  $B_1C_1$ ;  $B_2C_2$ ;  $B_3C_3$  є помітна різниця між зміною деформації сухих і вологих стебел. Для сухих стебел ці ділянки спускаються вниз, а для свіжовибраних вони є горизонтальними. На ділянках  $C_1D_1$ ;  $C_2D_2$ ;  $C_3D_3$  стебла остаточно сплющуються і надалі на ділянках  $D_1D'_1$ ;  $D_2D'_2$ ;  $D_3D'_3$ ; проходить деформація безпосередньо самих тканин стебла, тому зростання деформації на цих ділянках незначні.

За отриманими результатами встановили, що опір стебел при їх поперечному стиску характеризують такі показники:  $q_{gr}$  – граничне значення умовного тиску, при якому навантаження прямопропорційне відносній деформації  $\varepsilon_{gr}$ ;  $q_p$  – це тиск, при якому стебло повністю розплющується;  $\varepsilon_p$  – відносна деформація, яка відповідає повному розплющуванню стебла.

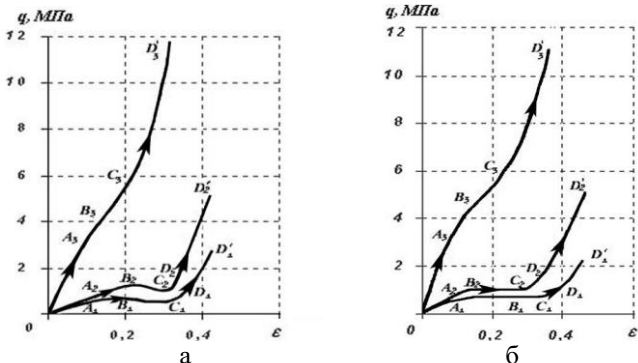


Рис. 2. Діаграми стиску групи стебел: а – вологість 20%, б – вологість 55%.

**Висновки.** З графічних залежностей та табличних даних видно, що є суттєва різниця між зусиллями, які необхідно прикласти для розплющування групи стебел на різних ділянках. Так, середнє значення умовного тиску для групи свіжовибраних стебел, що викликає розплющування  $q_p$  на ділянці 400 мм від кореня, становить 0,54 МПа, на ділянці 200 мм від кореня – 0,9 МПа, а на кореневій ділянці – 7,5 МПа. Для сухих стебел ці показники вищі. Дані досліджень можна використовувати для розробки машин та обладнання текстильної промисловості.

#### Література

1. Крагельський І. В. Фізико-механічні властивості стебел льна і конопли. // Сборник «Свойства сельскохозяйственных растений» - М.: ВИСХОМ, 1959.
2. Ковалёв Н.Г., Хайлис Г.А., Ковалёв М.М. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства). – М.: ИК «Родник», журнал «Аграрная наука», 1998. – 208 с.
3. Хайлис Г. А., Морозов Ю.Г., Аверьянова Г.А. Определение сопротивления стеблей льна поперечному сжатию // Труды ЛСХА, вып. XXX. – Елгава, 1973.
4. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 1994. – 354 с.
5. Баранов И.В. О влиянии плющения стеблей на качество льнопродукции // Труды ВНИИЛ, вып. XIV. – Торжок, 1976. – С.51-54.
6. Быков Н.Н., Моторина Р. И.. Эффективность плющения комлей// Технические культуры. – 1991. - №4. - С.38-39.

Рецензент д.т.н., проф. Л.І. Байдакова

Т.С. Ярошевич, В.Н. Волох, Н.П. Ярошевич, д.т.н.  
Луцкий государственный технический университет

## САМОСИНХРОНИЗАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗБУДИТЕЛЕЙ ДВУХМАССНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

*Рассматривается самосинхронизация трех дебалансных вибровозбудителей двухмассной вибрационной машины. Получены достаточные условия существования устойчивости синхронных движений.*

**Постановка проблемы.** Вибрационная техника и технология позволяют существенно совершенствовать ряд важнейших производств. Для создания высокоэффективных и надежных вибрационных машин и устройств важное значение имеет явление самосинхронизации механических вибровозбудителей. Довольно широкое распространение в промышленности в настоящее время получили вибрационные машины с двумя самосинхронизирующимися вибровозбудителями. По такой схеме созданы как одноконтейнерные, так и двухконтейнерные вибромашины. Для обеспечения устойчивости синфазного вращения вибровозбудителей таких машин необходимо выполнение условия  $Mr^2/I > 2$ , где  $M$  - масса машины;  $r$  - расстояние от центра тяжести несущего тела до осей вращения основных вибровозбудителей;  $I$  - момент инерции несущего тела с фиксированными роторами вибровозбудителей [1, 2]. Опыт проектирования вибрационных машин с параллельным расположением двух вибровозбудителей вдоль боковых стенок рабочего органа показывает сложность реализации данного условия. Для его выполнения необходим такой рабочий орган, у которого при заданной массе момент инерции был бы минимальным.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Известно, что введение в конструкцию вибрационных установок дополнительно колеблющихся масс придает им новые свойства как технологического, так и динамического характера. Обеспечить устойчивость требуемого режима синхронного вращения вибровозбудителей возможно, например: присоединением к исходному несущему твердому телу посредством упругих элементов некоторой дополнительной массы или изменением числа вибровозбудителей.

В связи с этим была разработана и изготовлена вибрационная машина, в которой обеспечение требуемого режима синхронного

вращения вибровозбудителей достигается сочетанием двух этих способов одновременно [3]. Данные системы представляют определенный интерес в связи с теорией вибрационных мельниц, грохотов и конвейеров [1, 2].

**Цель исследования.** Получить достаточные условия существования устойчивости синхронных движений трех дебалансных вибровозбудителей двухмассной вибрационной машины.

**Результаты исследования.** Рабочий орган вибрационной установки считается абсолютно жестким несущим телом, установленным на неподвижном основании при помощи весьма мягких упругих элементов (рис. 1). На несущем теле симметрично посредством упругих элементов установлено некоторое дополнительное тело. Вибрационная установка приводится в движение с помощью трех дебалансных вибровозбудителей: двух основных симметрично расположенных по краям несущего тела, и одного, установленного в центре масс дополнительного тела. Каждый возбудитель снабжен индивидуальным приводом. Предполагается, что все вибровозбудители обладают одинаковыми и положительными парциальными угловыми скоростями; основные возбудители имеют равные статические моменты дебалансных грузов, а дополнительный, вообще говоря, – иной статический момент. Оси вращения вибровозбудителей лежат в горизонтальной плоскости, проходящей через центр масс колебательной системы.

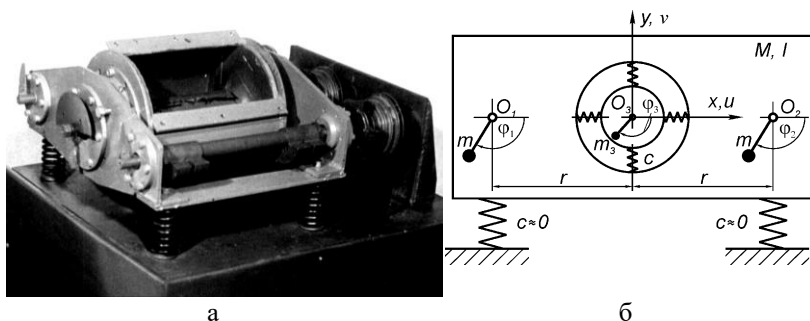


Рис. 1. Вибрационная машина с самосинхронизирующимися вибровозбудителями: а – общий вид; б – расчетная схема

За обобщенные координаты системы приняты:  $y_1$ ;  $x_1$ ;  $\varphi$  – координаты, соответствующие вертикальному, горизонтальному и угловому перемещениям несущего тела;  $y_2$ ,  $x_2$  – координаты,

соответствующие вертикальному и горизонтальному перемещениям дополнительного тела; а также углы поворота роторов вибровозбудителей  $\varphi_s$ .

Рассмотрим возможность обеспечения устойчивости синхронно-синфазного вращения основных вибровозбудителей в такой колебательной системе.

Дифференциальные уравнения движения вибрирующего органа (несущих тел) установки, при равномерном вращении вибровозбудителей по закону  $\varphi_s = \omega t + \alpha_s$ , можно представить в форме:

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{y}_1 + c(y_1 - y_2) &= -F [\sin(\omega t + \alpha_1) + \sin(\omega t + \alpha_2)], \\ M_2 \ddot{y}_2 - c(y_1 - y_2) &= -F_3 \sin(\omega t + \alpha_3), \\ M_1 \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) &= F [\cos(\omega t + \alpha_1) + \cos(\omega t + \alpha_2)], \\ M_2 \ddot{x}_2 - c(x_1 - x_2) &= F_3 \cos(\omega t + \alpha_3), \\ I \ddot{\varphi} &= Fr [\sin(\omega t + \alpha_1) - \sin(\omega t + \alpha_2)], \end{aligned}$$

где  $M_1$  и  $M_2$  – соответственно, массы несущего и дополнительного тел;  $c$  – коэффициент жесткости упругих элементов, связывающих несущее и дополнительное тела;  $F = F_1 = F_2 = m\varepsilon\omega^2$  – амплитуда вынуждающей силы, развиваемая основными возбудителями;  $F_3 = m_3\varepsilon_3\omega^2$  – амплитуда вынуждающей силы, развиваемая дополнительным вибровозбудителем.

Наиболее простая инженерная методика исследования синхронизации механических возбудителей основывается на использовании гармонических коэффициентов влияния второго рода. Воспользуемся этой методикой в форме предложенной К.Ш. Ходжаевым [4].

В этом случае выражение для вибрационных моментов может быть представлено в форме [4, 5]

$$\begin{aligned} V_s = \frac{m_s \varepsilon_s \omega^4}{2} \sum_{j=1}^3 m_j \varepsilon_j \left[ \left( K_{uu}^{js} - \sigma_j G_{vu}^{js} + \sigma_s G_{uv}^{js} + \sigma_j \sigma_s K_{vv}^{js} \right) \sin(\alpha_s - \alpha_j) + \right. \\ \left. + \left( G_{uu}^{js} + \sigma_j K_{vu}^{js} - \sigma_j K_{uv}^{js} + \sigma_j \sigma_s G_{vv}^{js} \right) \cos(\alpha_s - \alpha_j) \right]. \end{aligned}$$

Здесь величины  $K_{uu}^{js}, G_{uu}^{js}$  представляют собой коэффициенты, соответственно, при  $\cos \omega t$  и  $\sin \omega t$  в выражении для проекции смещения точки  $O_s$  (оси  $s$ -го вибровозбудителя) на ось  $O_s u_s$  при установившихся вынужденных колебаниях системы вследствие

действия на точку  $O_j$  гармонического возмущения единичной амплитуды, направленного вдоль оси  $O_j u_j$ .

Нетрудно видеть, что при составлении выражений для вибрационных моментов понадобятся лишь коэффициенты влияния  $K_{uu}^{12} = K_{uu}^{21}$ ,  $K_{uu}^{13} = K_{uu}^{23}$ ,  $K_{uu}^{31} = K_{uu}^{32}$ ,  $K_{vv}^{12} = K_{vv}^{21}$ ,  $K_{vv}^{13} = K_{vv}^{23}$ ,  $K_{vv}^{31} = K_{vv}^{32}$ . С целью их определения рассмотрим следующую систему уравнений

$$\begin{cases} M_1 \ddot{y}_1 + c(y_1 - y_2) = 0; \\ M_2 \ddot{y}_2 - c(y_1 - y_2) = 0; \\ M_1 \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) = \cos \omega t; \\ M_2 \ddot{x}_2 - c(x_1 - x_2) = 0; \\ I \ddot{\varphi} = 0. \end{cases}$$

описывающую колебания несущего тела при действии на ось первого вибровозбудителя гармонической возмущающей силы единичной амплитуды в направлении оси  $O_1 u$ . Колебания осей второго и третьего вибровозбудителей в направлении тех же осей в режиме установившихся вынужденных колебаний, соответственно, будут

$$x_1 = -\frac{c - M_2 \omega^2}{M_1 M_2 \omega^2 (p^2 - \omega^2)}, x_2 = -\frac{c}{M_1 M_2 \omega^2 (p^2 - \omega^2)}.$$

Отсюда, согласно определению гармонических коэффициентов влияния  $K_{uu}^{12}$ ,  $K_{uu}^{13}$ , имеем  $K_{uu}^{12} = K_{uu}^{21} = x_1 = -A$ ,  $K_{uu}^{13} = K_{uu}^{23} = x_2 = -B$ .

Рассматривая таким же образом аналогичные системы уравнений, описывающие колебания несущего тела при действии на ось  $i$ -го возбудителя гармонической возмущающей силы единичной амплитуды в направлении оси  $O_i u$  ( $O_i v$ ), находим остальные коэффициенты  $K_{uu}^{31} = K_{uu}^{32} = -B$ ,  $K_{vv}^{12} = K_{vv}^{21} = -A + Nr$ ,  $K_{vv}^{31} = K_{vv}^{23} = -B$ ,  $K_{vv}^{31} = K_{vv}^{32} = -B$ .

Подставляя найденные значения гармонических коэффициентов влияния в формулу для вибрационных моментов, получим выражения для вибрационных моментов:

$$V_1 = \frac{m\varepsilon\omega^4}{2} [m\varepsilon(2A - Nr) \sin(\alpha_1 - \alpha_2) + 2m_3\varepsilon_3 B \sin(\alpha_1 - \alpha_3)],$$

$$V_2 = -\frac{m\varepsilon\omega^4}{2} [m\varepsilon(2A - Nr) \sin(\alpha_1 - \alpha_2) - 2m_3\varepsilon_3 B \sin(\alpha_2 - \alpha_3)],$$

$$V_3 = -\frac{m_3 \varepsilon_3 \omega^4}{2} [2m\varepsilon B \sin(\alpha_1 - \alpha_3) + 2m\varepsilon B \sin(\alpha_2 - \alpha_3)],$$

где  $N = \frac{r}{I\omega^2}$ .

Приравнявая нулю вибрационные моменты, приходим к следующему основному уравнению для определения фаз в возможных синхронных движениях (при этом, одна из фаз, например  $\alpha_3$ , может быть взята равной нулю):  $\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 = 0$ .

Как нетрудно видеть, это уравнение допускает три существенно различные группы решений: 1)  $\alpha_1^* = \pi; \alpha_2^* = \pi; \alpha_3^* = 0$ ; 2)  $\alpha_1^* = 0; \alpha_2^* = 0; \alpha_3^* = 0$ ; 3)  $\alpha_1^* = 0; \alpha_2^* = \pi; \alpha_3^* = 0$ .

Основной интерес с точки зрения приложений представляет выяснение условий устойчивости синфазного движения основных вибровозбудителей, то есть первых двух групп указанных решений.

Устойчивые синхронные движения вибровозбудителей соответствуют тем значениям постоянных  $\alpha_s$ , для которых все корни  $\chi$  уравнения

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial(W_1 - W_3)}{\partial \alpha_1} - \chi & \frac{\partial(W_1 - W_3)}{\partial \alpha_2} \\ \frac{\partial(W_2 - W_3)}{\partial \alpha_1} & \frac{\partial(W_2 - W_3)}{\partial \alpha_2} - \chi \end{vmatrix} = 0$$

имеют отрицательные вещественные части; при наличии хотя бы одного корня с положительной вещественной частью соответствующее движение неустойчиво [1, 2].

Нетрудно показать, что условием устойчивости первой группы решений будет выполнение неравенства

$$\frac{Mr^2}{I} > 2 - f, \quad (1)$$

где  $f = \frac{m_3 \varepsilon_3}{m\varepsilon} + \frac{2M_2}{(\lambda^2 - 1)M_1} + \frac{I}{\lambda^2 - 1} \frac{m_3 \varepsilon_3}{m\varepsilon}$ ,  $\lambda = \frac{p}{\omega}$ ,  $M = M_1 + M_2$ .

Величина  $f$  в соотношении (1) характеризует эффект, полученный в результате упругого присоединения к системе массы  $M_2$  с дополнительным вибровозбудителем. Как и в случае упруго-вязкого присоединения лишь массы  $M_2$  (без установки возбудителя)



[1], эффект является положительным только в дорезонансной области, то есть при  $\lambda > 1$ ; он тем больше, чем больше отношения статических моментов дебалансных грузов  $m_3\varepsilon_3/m\varepsilon$  и масс несущего и дополнительного тел  $M_2/M_1$ . На рис. 2, а представлен график функции  $f(\lambda)$ , построенный для значений  $M_2/M_1=0,1$ ;  $m_3\varepsilon_3/m\varepsilon=0,1$ . Из графика следует, что максимальный положительный эффект достигается при  $1,1 < \lambda < 1,3$ . При больших значениях параметров  $m_3\varepsilon_3/m\varepsilon$ ,  $M_2/M_1$  положительный эффект только усиливается. Так, например, при  $\lambda=1,1$ ;  $M_2/M_1=0,1$ ;  $m_3\varepsilon_3/m\varepsilon=0,2$  имеем  $f=2,1$  и условие (1) выполняется при любых значениях массы  $M$  и момента инерции  $I$ .

**Выводы.** Таким образом, согласно неравенству (1), при  $p > \omega$  достигается существенное «смягчение» известного условия устойчивости синфазного вращения двух одинаковых симметрично расположенных дебалансных вибровозбудителей. При этом дополнительный вибровозбудитель вращается в противофазе по отношению к ним.

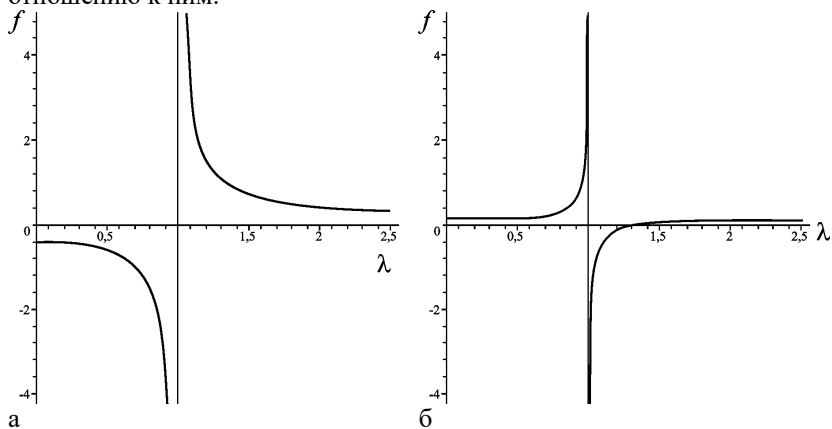


Рис. 2. Графики функции  $f(\lambda)$ , характеризующей эффект упругого присоединения массы  $M_2$  и дополнительного возбудителя:  
а - случай  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0, \alpha_3 = \pi$ ; б -  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 0$

Заметим, что условие устойчивости синфазного вращения всех трех возбудителей является относительно трудновыполнимым, что

небольшой положительный эффект в результате упругого присоединения к системе массы  $M_2$  возможен в этом случае в зарезонансной области колебаний дополнительного тела (рис. 2, б).

Таким образом, установка дополнительного вибровозбудителя на упруго подвешенном теле может успешно использоваться для стабилизации синхронно-синфазного вращения двух основных возбудителей в зарезонансном режиме работы вибромашины.

#### Литература

1. Блехман И.И. Синхронизация в природе и технике. - М.: Наука, 1981. –352с.
2. Блехман И.И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. -400 с.
3. Опирский Б.Я., Денисов П.Д. Новые вибрационные станки: конструкция и расчет.- Львов: Свит, 1991. –160с.
4. Ходжаев К.Ш. Синхронизация механических вибраторов, связанных с линейной колебательной системой // Инженерный журнал. Механика твердого тела. - 1967. - № 4. – С. 14-24.
5. Ярошевич Н.П. К теории кратной синхронизации механических вибровозбудителей, связанных с линейной колебательной системой // Проблемы машиностроения и надежности машин. РАН. – 2003. - №4. – С. 3-10.

## ЗМІСТ

1. В.Ф. Дідух. Кафедрі сільськогосподарського машинобудування ЛДТУ – 20 років.....	3
2. В.М. Барановський, Д.Г. Войтюк, А.Ю. Виговський, Г.А. Герасимчук. Дослідження пропускну́ї здатності комбінованого доочисника вороху коренеплодів.....	8
3. В.М. Барановський. Конструктивно-технологічні принципи адаптизації транспортно-очисного комбінованого робочого органу коренезбиральних машин.....	18
4. В.М. Барановський, М.Р. Паньків, В.О. Соломка, О.В. Барановський. Теоретичне дослідження кута відбивання коренеплодів.....	25
5. В.І. Бодак. Розробка конічної забірної частини шнекового механізму.....	31
6. В.В. Войтович. Аналіз траєкторії руху точки захвату садильного диска.....	37
7. М.В. Вржещ, А.М. Кушпель, М.М. Хелемендик, Л.С. Угрин. Обмеження коливань кутової швидкості барабанного очисника головок коренеплодів цукрових буряків.....	45
8. Б.М. Гевко, С.Г. Білик. Обґрунтування параметрів автомата водіння коренезбиральної машини.....	49
9. І.Б. Гевко, І.І. Брошак. Технологічні особливості проектування і виготовлення гвинтових подільників машин.....	54
10. І.Б. Гевко, І.Я. Новосад, В.О. Дзюра. Обґрунтування параметрів нових типів гвинтових конвеєрів.....	60
11. І.Б. Гевко, І.Я. Новосад. Обґрунтування параметрів гвинтового секційного соковитискача.....	65
12. І.П. Головачук. Вплив кута відхилення пальців ланцюгів поперечного транспортера на пошкодженість стебел.....	74
13. З.О. Гошко, М.О. Гошко. Модель тросового вібраційного струшувала.....	79
14. М.О. Гошко, З.О. Гошко. Розмірні показники насаджень абрикосу і сливи та їх придатність для механізованого збирання плодів.....	83
15. М.Г. Грушецька. Сутність методу групової взаємозамінності у розрахунку розмірних ланцюгів.....	87
16. В.Ф. Дідух, Ю.В. Булік, В.В. Грабовець. Дослідження фізико-механічних властивостей сапропелів.....	90
17. І.М. Дударев. Дослідження сушіння рослинних матеріалів у рулонах.....	99
18. В.П. Єрмак. Шляхи економії енергії під час сепарування насінневого матеріалу у повітряних потоках.....	111

19. П.С. Коруняк, П.С. Ванкевич. Підвищення ефективності роботи подрібнювальних машин ударної дії.....	118
20. Ф.М. Крисак, А.П. Козачук. Визначення часу відмиву коренебульбоплодів у пульсуючій повітряно-водяній суміші в сукупності з вібраційною дією.....	124
21. Е.С. Малкін, О.В. Приймак, І.Е. Фуртат. Ефективне використання вторинної технологічної пари в системах гарячого водопостачання підприємств.....	131
22. І.О. Павлова, Р.Б.Гевко, А.О.Вітровий. Розрахунок динамічних навантажень при роботі конвеєра з шарнірним гвинтовим робочим органом.....	137
23. Б.Ф. Пасаман, Ю.Л. Гунько, О.Б. Пасаман. С.В. Смолінський. Теоретичне дослідження руху бульб картоплі по поверхні роторного робочого органа картоплекопача.....	147
24. С.Р. Сенчук. Обґрунтування множини моделей для дослідження зернових збирально-транспортних комплексів.....	153
25. О.В. Сидорчук, В.С. Спічак, А.В. Татомир, П.М. Луб, А.В. Бурилко. Аналіз чинних науково-методичних засад визначення потреби в техніці сільськогосподарських підприємств.....	164
26. М.М.Скалига, М.О.Гандзюк. Дослідження глибини пошкоджень коренеплодів під час їх удару в пруткові полотна.....	171
27. І.М. Соловей, В. Г. Подобайло, Н.П. Семенова. Застосування електрокатодного методу для захисту кузовів автомобілів від корозії.....	176
28. М.М. Толстушко, Г.А. Хайліс, М.С. Драган, О.В. Сидорчук, І.О. Ніщенко. Аналіз взаємодії стрічки льону з робочою поверхнею розстиляльного пристрою.....	180
29. Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, С.Є. Голячук. Аналіз пристроїв для пакування стрічки льону.....	191
30. Г.А. Хайліс, А.Ю. Горбовий. Аналіз процесу площення стебел льону циліндричними вальцями.....	202
31. Г.А. Хайліс, Л.М. Дацюк, С.Ф. Юхимчук. Визначення допустимого кута перекосу брального шківів.....	213
32. Г.А. Хайліс, М.І. Морозов, Н.С. Ткаченко. Про зміну сили натягу жорсткого пасу, що охоплює шків.....	216
33. Г.А. Хайліс, В.С.Пуць. Аналіз процесу підбивання стебел льону за допомогою підбійки .....	222
34. Г.А. Хайліс, В.О. Шейченко. Про напрям потоків стебел у льонозбиральних машинах.....	227
35. І.Є. Цизь, Т.П. Цизь. Визначення об'ємної маси вихідного потоку матеріалу із бункера дозуючого пристрою.....	231

36. І.І. Чвартацький. Особливості проектування висівних апаратів точного висіву насіння.....	242
37. А.О. Шарibuра. Концептуальна модель льонозбирального комплексу.....	247
38. В.М. Швайко, В.О. Соломка, О.В. Соломка. Особливості побудови математичних моделей процесів сільськогосподарського виробництва.....	252
39. С.Ф. Юхимчук. Обґрунтування параметрів ланцюгового льонобрального апарату.....	258
40. С.В. Ягелюк. Визначення часу розстеляння на землю стебел із льонобральної машини з поперечними рівчаками.....	264
41. Ягелюк С.В. Опір поперечному стиску групи стебел льону.....	268
42. Т.С. Ярошевич, В.Н. Волох, Н.П. Ярошевич. Самосинхронизация механических возбудителей двухмассных вибрационных машин.....	272

## **ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ У ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ” ЛУЦЬКОГО ДЕРЖАВНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Публікуватись будуть статті, які містять теоретичні або експериментальні дослідження. У статтях повинно бути зрозуміло і повністю викладено зміст питання, що розглядається.

### **ПЛАН СТАТТІ**

1. **Постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. **Аналіз останніх досліджень і публікацій**, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення раніше не вирішених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. Формулювання цілей статті (**мета дослідження**).
4. Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (**результати дослідження**).
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

### **ТЕКСТ**

1. Стаття подається на дискеті розміром 3,5'', а також повинна бути роздрукована (на лазерному принтері) на білих аркушах формату А5 (з одного боку). Параметри сторінки: ліве поле – 1 см; праве – 2 см; верхнє – 2,0 см; нижнє – 2,0 см; переплету – 1 см; від краю до колонтитулу верхнього – 1,25см, до нижнього – 1,25см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (-ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити 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 через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 об'єму статті.
  7. Структурні частини статті *обов'язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
  8. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
  9. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

## ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Значення кожного символу і числового коефіцієнта записують з нового рядка. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де” без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші нумерувати не рекомендується. Нумери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого берега сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації: а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

## ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування), а також подаються на дискеті 3,5” в окремих файлах з розширенням **JPG, TIFF**. Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками без поличок.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.”, далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, крапка, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов’язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

## ТАБЛИЦІ

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1. і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

## ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (-ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Акт експертизи про можливість відкритої публікації.
3. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

## Подані матеріали будуть редагуватись.

Адреса редакції: 43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.

Тел. (03322) 6-05-41.

E-mail: lab-amb@ukr.net



Наукове видання

## СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей  
Випуск 13, 2005 р.

**Збірник входить до „Переліку № 1 Наукових фахових видань України...” серія „Технічні науки” (Додаток до постанови президії ВАК України від 09.06.1999 р. № 1-05/7)**

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь  
Редактор: Л.Ю. Тиха  
Комп'ютерний набір, верстка: І.Є. Цизь

Підписано до друку 2.07.2005 р., Формат 60×84/16.  
Ум. друк. арк. 18. Наклад 300. Безкоштовно. Зам. 1649

Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ  
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво  
Держкомінформу України ДК № 351