

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА
СПОРТУ УКРАЇНИ**
Кіровоградський національний технічний університет



*Збірник тез доповідей за підсумками студентських та
магістрантських наукових досліджень за підсумками
Всеукраїнської конференції:*

**“Досягнення та перспективи галузі
сільськогосподарського
виробництва”**



Кіровоград 2011

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
Кіровоградський національний технічний університет

Тези
доповідей студентів та магістрантів на Всеукраїнській
конференції
“Досягнення та перспективи галузі сільськогосподарського
виробництва”
15 квітня 2011 року

Кіровоград 2011

Тези доповідей наукових досліджень студентів та магістрантів на Всеукраїнській конференції “Досягнення та перспективи галузі сільськогосподарського виробництва” 15 квітня 2011 року.– Кіровоград: КДТУ, 2011.– 67 с.

Збірник тез доповідей наукових досліджень студентів та магістрантів на Всеукраїнській конференції “Досягнення та перспективи галузі сільськогосподарського виробництва”, яка проходила 15 квітня 2011 р. складається зі змісту та тез доповідей.

Організаційний комітет:

Голова –

Кропивний В.М., проректор з наукової роботи.

Члени оргкомітету:

Свірень М.О., зав. кафедри сільськогосподарського машинобудування;
Сало В.М., декан факультету сільськогосподарського машинобудування;
Васильковський О.М., зам. зав. кафедри сільськогосподарського машинобудування;
Магопець С.О., зам. зав. кафедри експлуатації та ремонту машин;
Аулін В.В., проф. кафедри експлуатації та ремонту машин;
Кава Т.В., фахівець I категорії відділу МОВ.

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати статті в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

ЗМІСТ

<i>О.М. Переяславський, О.Л. Буковинський</i> ПРИСТРІЙ ДЛЯ МЕХАНІЗАЦІЇ НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ РОБІТ ПРИ КОНТЕЙНЕРНИХ ПЕРЕВЕЗЕННЯХ.....	5
<i>И.А. Гаркуша</i> МЕТОДИКА ЛАБОРАТОРНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ СОСТАВЛЯЮЩИХ ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ.....	8
<i>Є.О. Гнатюк</i> ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО ПЛУГА.....	12
<i>В.С. Гуйва, А.М. Русалев</i> ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫСОТЫ СВОДОВ КОНЦЕНТРИРОВАННЫХ КОРМОВ.....	17
<i>І.А. Дмитренко, С.С. Яцун, О.М. Калнагуз, Г.С. Головченко</i> ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОВЖИНИ РОБОЧОЇ ЧАСТИНИ КОТУШКИ НА ДЕЯКІ ПАРАМЕТРИ ВИСІВНОГО АПАРАТА ЗЕРНОВОЇ СІВАЛКИ.....	19
<i>М.І. Іванов, Є.В. Бондар</i> СКРЕПЕРНІ УСТАНОВКИ ЗВОРОТНЬО-ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ.....	23
<i>О.М. Переяславський, С.В. Заваденко, Д.А. Білик</i> СТЕНД ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ НАСОС-ДОЗАТОРА СИСТЕМИ ГІДРООБ'ЄМНОГО РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН.....	27
<i>О.С. Ларічкін, С.С. Яцун, О.М. Калнагуз</i> ВИВЧЕННЯ ВПЛИВУ ПОКАЗНИКА КІНЕМАТИЧНОГО РЕЖИМУ НА РОБОТУ МОТОВИЛА ЖАТКИ.....	30
<i>П.П. Литвин, А.В. Бабій</i> ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕФЕКТИВНОГО КАРТОПЛЕКОПАЧА.....	33
<i>Ю.М. Проценко, А.М. Русалев</i> ОПРЕДЕЛЕНИЕ СВОЙСТВ УПРУГОСТИ КОНЦЕНТРИРОВАННЫХ КОРМОВ.....	37
<i>Т.В. Дудукаленко, С.С. Яцун, О.М. Калнагуз, Г.С. Головченко</i> ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ШНЕКА ТУКОВИСІВНОГО АПАРАТА ПРУЖИННОГО ТИПУ НА НОРМУ ВНЕСЕННЯ ГРАНУЛЬОВАНИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ.....	39
<i>Ю.І Семірненко, С.Л. Семірненко</i> ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ЩІЛЬНОСТІ СОЛОМ'ЯНИХ БРИКЕТІВ ВІД ЧАСУ.....	44
<i>Д.П. Морозов, Б.И. Бутаков</i> ТЕХНОЛОГИЯ ОБКАТЫВАНИЯ РОЛИКАМИ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНЫХ РЕЗЬБ И АРХИМЕДОВЫХ ЧЕРВЯКОВ МЕТОДОМ ОГИБАНИЯ.....	46
<i>Б.И. Бутаков, А.В. Поставнюк</i> ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ОБКАТЫВНИЯ РОЛИКАМИ ТОРМОЗНЫХ ШКИВОВ.....	52
<i>Р.М. Мисковець, В.Ф. Дідух</i> АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ МИЙНИХ МАШИН ДЛЯ КАРТОПЛІ.....	57
<i>И.А. Молдован, Б.И. Бутаков</i> ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ОБКАТЫВАНИЯ ОГИБАНИЕМ РОЛИКАМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.....	60
<i>О.Л. Галапац, М.С. Шведик</i> АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ І ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ.....	65

Пристрій для механізації навантажувальних робіт при контейнерних перевезеннях

О.М. Переяславський, доц. О.Л. Буковинський, ст. гр. 5-МК(маг)
Вінницький національний аграрний університет

Контейнерні перевезення останнім часом набувають все більшого поширення у всьому світі. Сучасні універсальні контейнери є дуже зручними для перевезення як промислових вантажів, так і с.г. продукції. Контейнерні перевезення – один з найважливіших резервів підвищення продуктивності та зниження собівартості перевезення вантажів в сільськогосподарському виробництві. Перевагами контейнерних перевезень є зниження витрат на тару та упаковку, підвищення продуктивності та покращення умов праці, прискорення доставки вантажів та підвищення ступеня їх збереження, підвищення якості перевізного процесу в цілому.

Останнім часом в Україні спостерігається перехід від перевезення вантажів середньотонажними контейнерами до крупнотонажних контейнерів [2]. Це зумовлено тим, що середньотонажні контейнери є застарілими. Під час перевезення вантажів контейнерами важливо приділяти увагу не тільки транспортуванню контейнера, але й завантаженню і розвантаженню контейнера з транспортного засобу. Ефективне завантаження і розвантаження контейнерів підвищує ефективність роботи портів, вантажних станцій і т.д. Операція завантаження розвантаження контейнерів з використанням ручних вантажозахватних пристроїв є небезпечною для працівників, які встановлюють захвати в фітинги чи рими контейнера. Щоб знизити ймовірність нещасних випадків на підприємстві необхідно використовувати автоматичні вантажозахватні пристрої, тому що вони більш безпечніші ніж ручні вантажозахватні пристрої і дозволяють відмовитись від такої небезпечної професії, як стропувальник. Державне підприємство «Вінницятрансприлад» виготовляє вантажозахватні пристрої для захвату контейнерів «Автостроп».

Пристрій для захвату контейнерів «Автостроп» може піднімати середньотонажні контейнери масою 3, 5, 6 тони, але даний пристрій не може піднімати крупнотонажні контейнери, тому є необхідність вдосконалення даного вантажозахватного пристрою, щоб можна його було б його ефективно використовувати на товарних станціях для завантаження розвантаження крупнотонажних контейнерів [1].

Автостроп складається з рами 1, на якій встановлені дві каретки 2, які можуть горизонтально переміщуватись (рисунок 1). На каретках встановлені чотири робочих органи 3. Привід 5 переміщує каретки по рамі. Зверху на раму автостропа встановлюється поворотна головка (на рисунку 1 не показано), яка дозволяє повертати автостроп на 360 градусів. В кожен робочий орган вмонтовані по 4 гаки, які виконують захват рим контейнера. Гаки мають можливість вертикального переміщення, що запобігає пошкодженню гака при встановленні автостропа на дах контейнера. Автостроп не тільки може виконувати автоматичний захват контейнера, але й інформує кранівника про успішний захват всіх римів контейнера, що підвищує безпеку при операціях розвантаження завантаження контейнера.

Даний вантажозахватний пристрій працює наступним чином. Кранівник підводить автостроп до контейнера і опускає його на дах (рисунок 2, а). Для успішного захвату кранівник повинен встановити автостроп по центру контейнера. Коли автостроп встановлений на даху, вмикається привід, який переміщує каретки з робочими органами до римів контейнера (рисунок 2, б). В момент заходження в рими

гаків переміщення кареток припиняється (рисунок 2, в). В разі успішного захвату рими гаком в кабінку крана подається спеціальний сигнал. Гак може приймати 2 положення нейтральне і під навантаженням. Підйом контейнера можливий тоді, коли захвачено всі рими. У разі неуспішного захвату кранівнику подається відповідний сигнал і операцію захвату необхідно повторити знову.

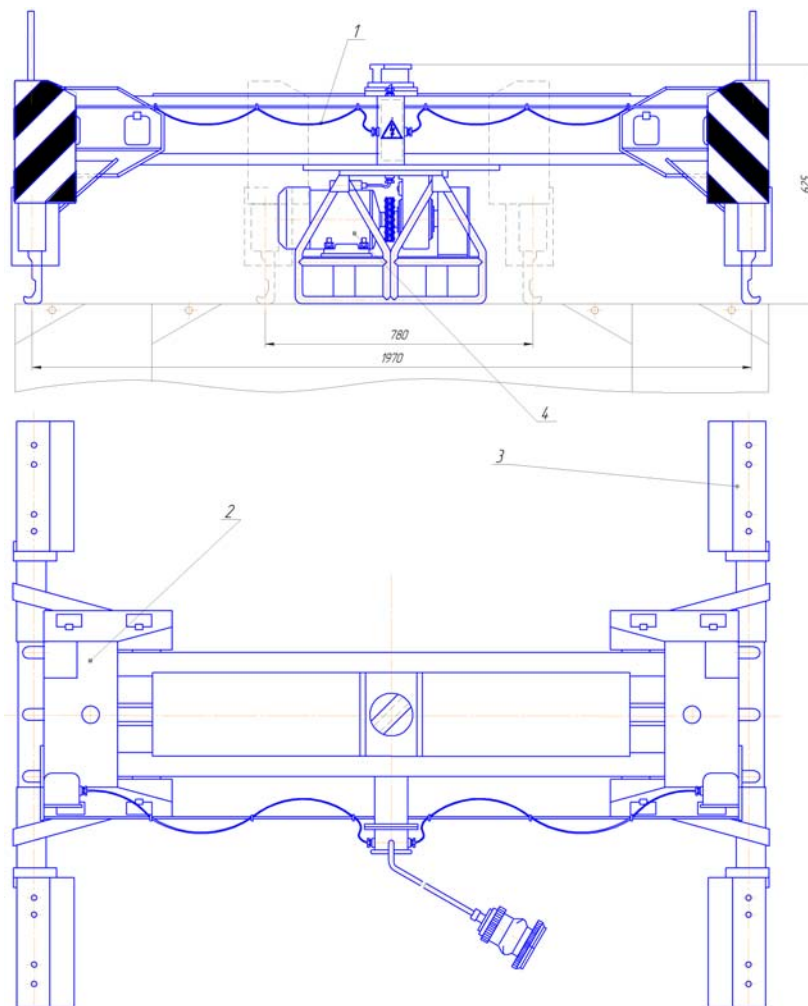


Рисунок 1 – Конструктивна схема «Австропа»

В роботі даного пристрою були виявлені деякі недоліки: в завантаженого контейнера центр мас не завжди знаходиться по центру і при підйомі такого контейнера відбувається перевантаження робочих органів з однієї сторони, а з іншої недовантаження, що приводить до швидкого зносу гаків [1]. Тому необхідно додати можливість поворотній головці зміщуватись відносно рами, для того щоб розвантажити гаки.

При порівнянні середньотонажних і крупнотонажних контейнерів, були виявлені декілька відмінностей в будові їх захватів. На середньотонажних контейнерах установленні рими, а на крупнотонажних фітинги. Для того, щоб даний вантажозахватний пристрій міг підіймати крупнотонажні контейнери були внесені зміни в будову і принцип роботи австропа. Також використання комп'ютерних технологій і датчиків позиціонування дає змогу прискорити процес захвату контейнера. Заздалегідь запрограмований бортовий комп'ютер дозволить легко і швидко налаштувати австропа під кожен розмір контейнерів, який прибуде на товарну станцію.

Запропоновані нові конструктивні рішення перебувають на етапі патентування і будуть впровадженні на ДП «Вінницятрансприлад». Що в цілому такі вдосконалення «Авгостропа» призведуть до підвищення продуктивності і безпеки праці на портах і товарних станціях.

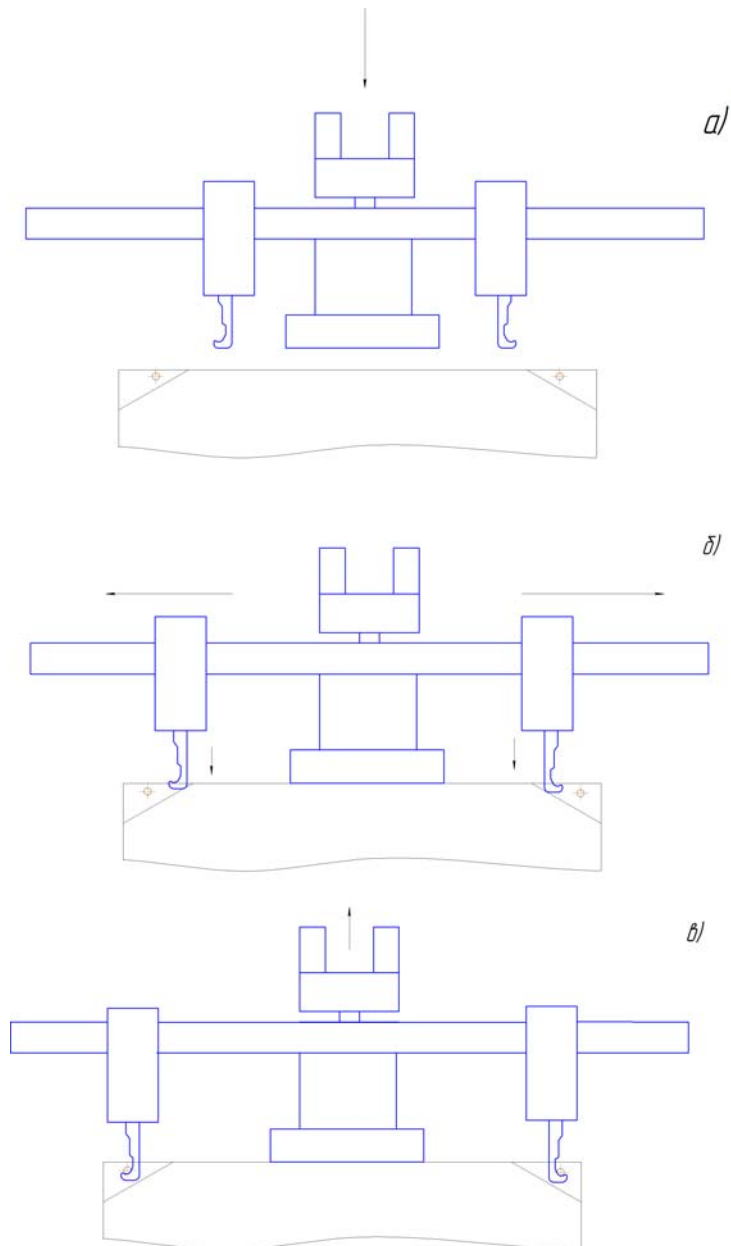


Рисунок 2 – Технологічний цикл роботи «Авгостропа»

Список літератури

1. Вайсон А.А., Андреев А.Ф. Крановые грузозахватные устройства – М. Машиностроение, 1982 – 304 с.
2. www.nbu.gov.ua/portal/natural/AvTr/texts/2010_26/PDF/17.pdf

Методика лабораторных исследований составляющих тягового сопротивления почвообрабатывающих орудий

И.А. Гаркуша

Днепропетровский государственный аграрный университет

Постановка проблемы. В процессе работы на любое почвообрабатывающее орудие помимо продольной силы тяги действуют ее поперечная и вертикальная составляющие, которые, в общем случае, дестабилизируют его ход. Для снижения вредного действия этих сил вводятся компенсирующие элементы, например, полевая доска в плуге. Однако, существует и альтернативный способ – перераспределить или взаимокompенсировать силы.

Для лемешно-отвального плуга наиболее обсуждаемым есть вариант постановки лезвия лемеха к стенке борозды под отрицательным углом (рис.1.). Теоретически при этом реакции лезвия и отвала будут направлены в противно-положные стороны и в некоторой степени будут себя взаимокompенсировать.

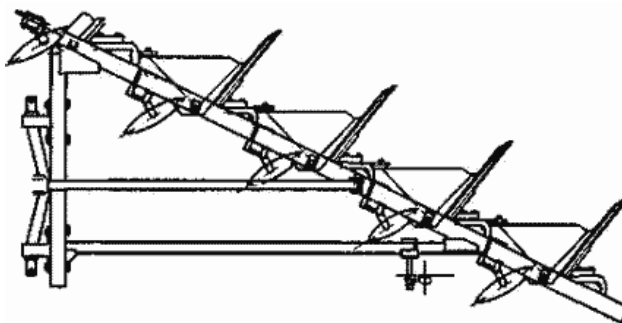


Рисунок 1 – Плуг с отрицательным углом постановки лезвия лемеха к стенке борозды

Однако, расчетным способом оптимизировать конструкцию очень сложно, т.к. все известные методики носят в основном оценочный характер. Полевая отработка на натурных образцах техники дорогостоящая и требует Больших затрат времени. Потому, нами предлагается методика лабораторных исследований в почвенном канале с использованием моделей орудий, в частности, нами использовались модели плужных корпусов с различными углами постановки лезвия лемеха к стенке борозды (рис. 2.).



Рисунок 2 – Вариант исполнения модели плужного корпуса

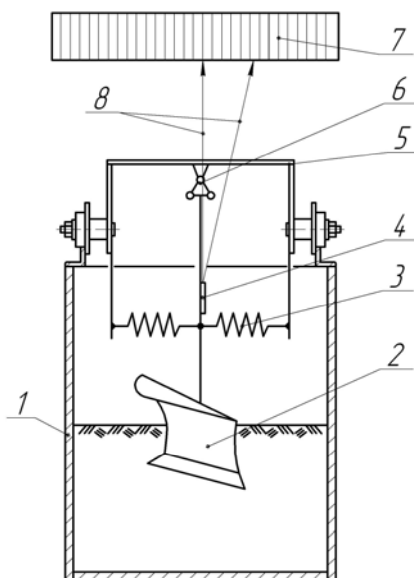
В работе использовался почвенный канал стандартной конструкции, т.е. почвенный лоток, заполненный модельной средой и тележка, которая перемещается по рельсам над лотком. Модельная среда подготавливалась в соответствии с методикой В.И.Баловнева [1] и имитировала чернозем обыкновенный среднесуглинистый, что в основном соответствует условиям Днепропетровской области. На тележку навешивалась модель плужного корпуса в масштабе 1:5, заглублялась в модельную среду и протягивалась 1,2 – 1,5 м. При этом замерялось соотношение продольной и поперечной составляющих тягового сопротивления. Затем, на модели заменяли лемех и эксперимент повторяли.

Величину действующих сил определяли следующим образом.

Продольную составляющую – традиционным способом при помощи динамометра. Вначале, замеряли силу тяги без заглубления модели, а затем в рабочем, заглубленном состоянии. Разность показаний составляет величину продольной силы.

Поперечную составляющую определяли следующим образом (рис.3.).

Верхний обрез стойки модели 2 посредством шарнира 6 прикреплен к раме 5 тележки с возможностью поперечного отклонения. В центральной части стойка фиксируется в вертикальном положении двумя пружинами 3. В процессе движения под действием поперечной составляющей силы сопротивления стойка отклоняется и сжимает-растягивает пружины.



1 – почвенный лоток; 2 – модель корпуса плуга; 3 – пружины; 4 – ОКГ;
 5 – рама тележки; 6 – шарнир; 7 – шкала; 8 – отклонение светового луча ОКГ

Рисунок 3 – Схема определения поперечной составляющей силы сопротивления

К стойке прикреплен оптический квантовый генератор (ОКГ) 4, отклонения луча 8 которого фиксировали на миллиметровой шкале 7, которая была закреплена на потолке лаборатории. Шкала 7 была предварительно отградуирована при помощи динамометра. Внешний вид установки представлен на фото (рис.4.).



Рисунок 4 – Рабочий момент исследований

В соответствии с приведенной методикой была проведена серия экспериментов по изучению влияния угла γ_0 постановки лезвия лемеха плуга к стенке борозды и удельного сцепления частиц $C_{уд}$ почвы на соотношение поперечной F_{Π} и продольной $F_{\Pi P}$ составляющих силы тяги. Результаты экспериментов представлены в табл.1, где V – скорость движения тележки.

Таблица 1 – Отношение поперечной к продольной составляющих тягового сопротивления модели

№	$C_{уд}, \text{кН/м}^2$	$V, \text{м/с}$	$\gamma_0, \text{град}$	$K = F_{\Pi}/F_{\Pi P}, \%$	
				Расчетное	Замеряное
1	0,5	1,67	120	7,2	9,4
2			135	17,3	20,3
3			150	27,4	27,6
4		2,31	120	9,3	11,6
5			135	19,3	21,8
6			150	29,3	28,9
7		2,82	120	10,1	11,4
8			135	20,2	21,1
9			150	30,3	30,1
10	1,0	1,67	120	4,8	6,7
11			135	14,8	18,2
12			150	24,9	25,9
13		2,31	120	7,8	9,8
14			135	17,9	20,6
15			150	29,1	29,9
16		2,82	120	8,9	9,9
17			135	19,1	20,8

18			150	29,2	29,5
19	1,5	1,67	120	2,6	5,4
20			135	12,7	15,9
21			150	22,8	26,9
22		2,31	120	6,4	8,4
23			135	16,5	18,2
24			150	26,6	29,6

Анализ полученных данных показывает, что изменяя угол γ_0 можно добиться существенного снижения поперечной составляющей, причем с увеличением удельного сцепления частиц движения эффект усиливается. В то же время увеличение скорости поступательного движения этот эффект снижает.

Выводы

1. Разработанная методика лабораторных исследований позволяет с достаточной точностью определить соотношение поперечной и продольной составляющих силы тяги почвообрабатывающего орудия. Это не исключает последующих полевых экспериментов, т.к. методикой не предусмотрено определение абсолютных значений исследуемых величин. Однако, она позволяет исследовать тенденции в их изменении при смене конструктивных и кинематических параметров орудия, что в конечном итоге существенно облегчает проведение полевых экспериментов.

2. В ходе лабораторных исследований с привлечением данной методики было установлено, что поперечная составляющая силы тяги плуга находится в пределах 20% от продольной составляющей. В последствии это было подтверждено в ходе полевых экспериментов.

Список литературы

1. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожностроительных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 232с.

Обґрунтування конструктивних параметрів дискового плуга

Є.О. Гнатюк, студент, V курс
Дніпропетровський державний аграрний університет

Постановка проблеми. В останній час ґрунтообробні машини, в основі яких закладені робочі органи дискового типу, отримали пріоритетне розповсюдження. Пов'язане це перш за все з більш якісним виконанням технологічного процесу при меншому тяговому опорі у порівнянні з полицевим обробітком. Особливе місце в цій групі мають машини, в яких дискові робочі органи мають можливість зміни кутів в усіх трьох площинах - це дискатори та дискові плуги.

Дослідження робочих органів дискового типу та машин на їх основі являють собою досить складну задачу. Складність аналітичного дослідження обумовлена перш за все багатofакторністю процесів, що описуються та їх імовірнісним характером. Відсутність чіткої математичної моделі у свою чергу ускладнює розрахунок та проектування машини. Як наслідок, основний тягар на відпрацювання конструктивних параметрів лягає на польові та лабораторні випробування.

Аналіз досліджень та публікацій. Аналізом відомих конструктивних рішень машин, в основі яких закладено робочі органи дискового типу, встановлено, що практично всі параметри даних машин відпрацьовувались експериментально і мають обмежену аналітичну основу. Причиною тому є складність аналізу та опису руху ґрунтового шару як по робочій поверхні, так і після сходу з неї. А без цього створити повноцінну математичну модель не можливо.

Сили, що діють на диск практично не можливо привести до однієї рівнодіючої і тому в розрахунках доводиться користуватись головним вектором та моментом. При розрахунку діючих сил треба враховувати

- опір різанню кромкою леза;
- силу зсуву шару ґрунту сферичною поверхнею диска;
- сили тертя;
- сили інерції внаслідок надання шару ґрунту обертального руху.

Дисковий плуг з розташуванням дисків за класичною схемою полиневого плуга має переваги у порівнянні з дискатором при використанні на глибинах обробітку 15 см та більше. Проте, невирішеною є проблема стабілізації його ходу при кількості дисків більше за три.

Метою роботи є обґрунтування розташування дисків на рамі дискового плуга.

Основний матеріал досліджень.

1. Аналітичні дослідження.

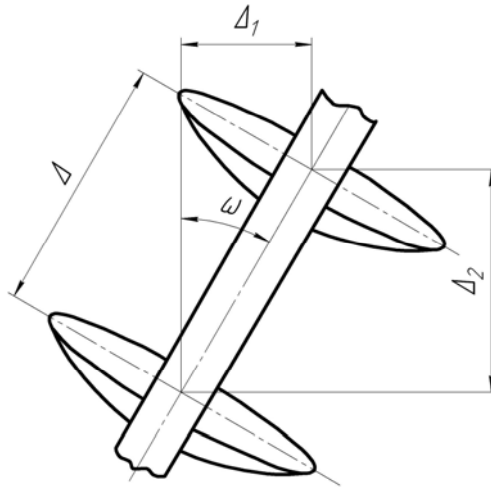


Рисунок 1 – Розрахункова схема до визначення Δ_1 та Δ_2

Розрахункова схема представлена на рис.1. При роботі машин з дисковими робочими органами на дні борозни утворюються непорушені гребні, висота яких чітко агротехнічно аргументована. Тому, відстань Δ_1 визначаємо з точки зору саме висоти цих гребенів.

Розрахунки виконуємо у відповідності до методики [1].

Відстань Δ_1 не повинна перевищувати

$$\Delta_1 < 2 \cdot R \cdot \cos \gamma_h = 2 \cdot R \cdot \cos \left[\arcsin \left(1 - \frac{h}{R \cdot \cos \beta} \right) \right] \quad (1)$$

Приймаємо:

$R = 300$ мм – радіус диска;

$\beta_{\text{MIN}} = 8^\circ$, $\beta_{\text{MAX}} = 26^\circ$ – кут постановки диска до вертикалі;

$h = 30$ мм

При $\beta_{\text{MIN}} = 8^\circ$

$$\Delta_1 = 2 \cdot 300 \cdot \cos \left[\arcsin \left(1 - \frac{30}{300 \cdot \cos 8} \right) \right] = 263 \text{ мм}$$

При $\beta_{\text{MAX}} = 26^\circ$

$$\Delta_1 = 2 \cdot 300 \cdot \cos \left[\arcsin \left(1 - \frac{30}{300 \cdot \cos 26} \right) \right] = 282 \text{ мм}$$

Приймаємо $\Delta_1 = 250$ мм.

Відстань Δ (Δ_2) між дисками в продольному напрямку повинна забезпечувати вільне проходження ґрунтового потоку при зміні кутових параметрів постановки дисків (рис.2).

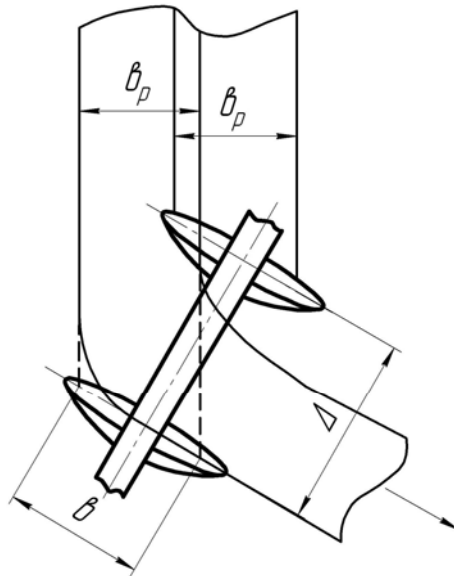


Рисунок 2 – Розрахункова схема до визначення Δ та Δ_2

Як показує практика експлуатації дискаторів, диск зберігає працездатність при зануренні у ґрунт не більше ніж $2/3$ його радіусу. Це відповідає центральному куту $\gamma = 20^\circ$. Максимальна глибина борозни в цьому випадку

$$a = 0,66 \cdot R \cdot \cos\beta \quad (2)$$

При $\beta_{\text{MIN}} = 8^\circ$

$$a = 0,66 \cdot 300 \cdot \cos 8 = 0,66 \cdot 300 \cdot 0,99 = 196,0 \text{ мм}$$

При $\beta_{\text{MAX}} = 26^\circ$

$$a = 0,66 \cdot 300 \cdot \cos 26 = 0,66 \cdot 300 \cdot 0,90 = 178,2 \text{ мм}$$

Максимально можлива ширина захвату диска

$$\begin{aligned} b_p &= R \cdot \cos\alpha \cdot (\sin\beta + \cos 20^\circ) - R \cdot \cos\alpha \cdot (\sin\beta + \cos(180^\circ - 20^\circ)) = \\ &= 1,88 \cdot R \cdot \cos\alpha = 1,88 \cdot 300 \cdot \cos 31,5^\circ = 1,88 \cdot 300 \cdot 0,85 = 480 \text{ мм} \end{aligned} \quad (3)$$

Таким чином, відстань між дисками у поздовжній площині

$$\Delta > 1,88 \cdot R \cdot \cos\alpha = 480 \text{ мм}, \quad (4)$$

Конструктивно приймаємо $\Delta = 525$ мм.

кут нахилу поздовжньої балки рами

$$\theta = \arctg \frac{\Delta_1}{\Delta_2} = \arctg \frac{250}{470} = 28^\circ \quad (5)$$

За результатами аналітичних та лабораторних досліджень була обрана концепція дискового плуга і був виготовлений трикорпусний варіант для польових випробувань (рис.3).



Рисунок 3 – Загальний вид дослідного зразка плуга

До відмінностей конструкції слід віднести:

- оригінальний механізм регулювання кутів постановки диска у трьох площинах (фото рис.4.), який надає можливості провести випробування у аналітично обгрунтованому діапазоні їх зміни;
- зміщена на 80 мм відносно серійної конструкції начіпка, що відповідає усередненому положенню повздовжньої складової сили тяги;
- рама, виготовлена труби круглого профілю (зменщує крутильні коливання);
- чистик, що за профілем повторює профіль перетину диска у місці його постановки;
- кут постановки повздовжньої балки до напрямку руху відповідає розрахунковому;
- положення корпусів на повздовжній балці рами відповідає розрахунковим залежностям (там же);
- параметри борозного опорного колеса відповідають обгрутованим (там же).



Рисунок 4 – Механізм кріплення диска до стояка

2. Основні результати польових досліджень

Візуальним спостереженням за агрегатом встановлено, що якість роботи відповідає агротехнічним вимогам. Поверхня поля рівна і однорідна, огріхи відсутні.

Агрегат стало виконує технологічний процес на швидкостях у діапазоні III – V передач трактора МТЗ-82, але робота на IV передачі методом експертної оцінки визнана оптимальною. На меншій швидкості не забезпечується достатня продуктивність, на більшій – шар ґрунту відкидається на відстань, що перебільшує ширину борозни від диска.

Шлях занурення на робочу глибину становить 1,2 м при роботі на III передачі, 0,7 м - відповідно на IV. На інших передачах не досліджувалось.

Різниця у виконанні технологічного процесу серійним і дослідним плугом відстежується чітко. Зі збільшенням кута постановки диска до напрямку руху (в більшості серійних плугах зміна кута постановки до вертикалі не передбачена) ґрунтові потоки починають накладатись один на один, що не є раціональним. У дослідному плузі в усьому діапазоні зміни обох кутів це явище не відстежувалось.

При максимальних значеннях кута постановки диска до напрямку руху в серійному плузі відмічені технологічні відмови, в дослідному цього вдавалося уникнути шляхом зміни кута постановки диска до вертикалі.

Можливість зміни кута постановки диска до вертикалі покращує керованість агрегатом, що відмічено трактористом.

Висновки. Проведеними розрахунками та подальшими польовими випробуваннями визначені оптимальні конструктивні параметри дискового плуга:

- кут постановки диска до напрямку руху $\alpha = 31,50$;
- кут постановки диска до вертикалі $\beta = 260$;
- відстань між дисками у поперечній площині 250 мм;
- відстань між дисками у повздовжній площині 470 мм;
- кут нахилу рами плуга до напрямку руху 280.

Список літератури

1. Семенюта А.М., Білокопитов О.В., Волик Б.А., Колбасін В.О. Математична модель дискового плуга/ Праці Таврійського державного агротехнологічного університету - Вип.10.Т.8. – Мелітополь: ТДАТУ,2010. С.169- 176.

Определение высоты сводов концентрированных кормов

В.С. Гуйва, ст., А.М. Русалев, канд. техн. наук
*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства им. Петра Василенко*

Процесс истечения сыпучего материала через отверстие – это сложный физический процесс. Он происходит с образованием и мгновенным разрушением динамически неустойчивых сводов. Если размеры выпускного окна меньше критического размера истечения, то над отверстием возникают статически устойчивые своды. При проектировании и разработке машин и механизмов, работающих с сыпучими материалами, необходимо учитывать кроме механико-технологических свойств материала еще и параметры, характеризующие процесс истечения. Это такие, как минимально допустимый размер выпускного отверстия, высота свода над отверстием, пропускная способность выпускных отверстий бункеров, объемный расход сыпучего материала через отверстие и ряд других.

Изучением закономерностей истечения сыпучих материалов из бункеров различных конструкций с выпускными отверстиями разных форм и конфигураций занимались многие видные ученые, однако среди них нет единого мнения о размерах высоты сводов сыпучего материала, образующихся над отверстиями.

В лаборатории Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. Петра Василенко разработана экспериментальная установка для определения высоты сводов сыпучих кормов в зависимости от диаметров выпускных отверстий и гранулометрического состава концентрированного корма. Она состоит из платформы, стойки, кронштейна с индикатором перемещения, кронштейн, на котором закреплена емкость для концентрированного корма, которая состоит из металлического цилиндра и комплекта эластичных насадок с отверстиями различного диаметра.

Определение высоты сводов проводится следующим образом. На стойке с помощью кронштейна крепится емкость для концентрированного корма. На нее устанавливается насадка с отверстием определенного диаметра. Отверстие перекрывается, и в емкость засыпается концентрированный корм. При освобождении отверстия часть материала высыпается, и над отверстием образовывается динамически устойчивый свод. Под этот свод на кронштейне подводится индикатор перемещения и выравнивается по нижнему уровню насадки. По шкале фиксируется начальный отсчет. Шток индикатора постепенно отпускается и, в момент прикосновения с верхней точкой свода, фиксируется конечное значение на шкале. Разница между этими значениями и с вычетом толщины насадки является высотой свода. Для проведения исследований применяется комплект насадок с отверстиями диаметром 6, 8, 10, 12, 14, 16 и 18 мм. По полученным данным с помощью программного обеспечения “Excel” строятся графики для каждого вида корма. и по графикам определяются уравнения зависимости высоты образовавшихся сводов от гранулометрического состава и диаметра выпускного отверстия.

Исследования проводились на трех видах сыпучих кормов: пшеничных отрубях, ячменной дерти и стартовом комбикорме для птицы. Предварительно были определены некоторые механико-технологические свойства этих кормов.

Из графических зависимостей следует, что высота сводов зависит от диаметра

отверстий решет, среднего размера частиц исследуемого материала, изменяется по экспоненциальной кривой и описывается эмпирическим уравнением, полученным графоаналитическим методом при помощи программного обеспечения "Excel".

В результате экспериментальных исследований получено уравнение для определения высоты сводов исследуемых концентрированных кормов.

Дослідження впливу довжини робочої частини котушки на деякі параметри висівного апарата зернової сівалки

І.А. Дмитренко, *ст. гр. МЕХ 0601-1*

С.С. Яцун, *доц., канд. техн. наук,*

О.М. Калнагуз, *асист., Г.С. Головченко*, *викл.*
Сумський національний аграрний університет

Технологічний процес котушкового висівного апарата супроводжується трьома видами руху насіння: самопливним, примусовим і активним.

Потік активного шару насіння відіграє суттєву роль у загальному дозуванні насіння котушковим апаратом, що необхідно враховувати. Тому вивчення цього питання набуває важливого значення.

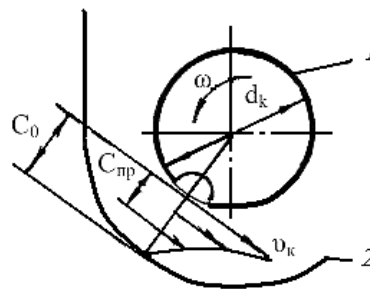
Приведена товщина активного шару $C_{пр}$ змінюється із зміною довжини робочої частини котушки. Однак, в наукових публікаціях мають місце суперечливі дані: так професор М.Н. Летошнев [3] на підставі експериментальних даних установив, що із збільшенням довжини робочої частини котушки величина $C_{пр}$ збільшується за лінійною залежністю. Величина $C_{пр}$ для насіння жита змінювалась від 2,2 до 2,5 мм при зміні робочої довжини котушки від 20 до 30 мм. За даними професора О.М. Семенова [1, 2, 4] при збільшенні робочої довжини котушки від 5 до 25 мм приведена товщина шару насіння $C_{пр}$ зменшувалась для пшениці від 5 до 3,2 мм.

Метою роботи є дослідити вплив довжини робочої частини котушки на масу зерна, висіяного за один її оберт, робочий об'єм, об'єм зерна в активному шарі, приведеної і дійсної товщини активного шару.

Об'єм V_0 визначається за формулою:

$$V_0 = \frac{m_0}{\gamma_3}, \quad (1)$$

де m_0 – маса зерна, висіяного за один оберт котушки;
 γ_3 – об'ємна маса зерна.



1 – котушка; 2 – дно висівного апарата

Рисунок 1 – Схема визначення приведеної та дійсної товщини активного шару

Об'єм активного шару зерна може бути визначений як різниця між робочим об'ємом і об'ємом жолобків:

$$V_{акт} = V_0 - V_{ж}. \quad (2)$$

Дійсна товщина шару

$$C_o = C_{\text{ПР}} \cdot (1 + m). \quad (3)$$

Приведена товщина активного шару визначається за формулою

$$C_{\text{ПР}} = -\frac{d_K}{2} \pm \sqrt{\frac{d_K^2}{4} + \frac{V_{\text{АКТ}}}{\pi \cdot l_p}}. \quad (4)$$

Досліди проводились на лабораторній установці, побудованій на базі серійної сівалки СЗС – 2,1.

Загальний об'єм котушки V_K (см³) без урахування жолобків визначається за формулою (рис. 2):

$$V_K = \left(\frac{\pi \cdot d_K^2}{4} \cdot l_K + \frac{\pi \cdot d_X^2}{4} \cdot l_X \right) \cdot 0,001. \quad (5)$$

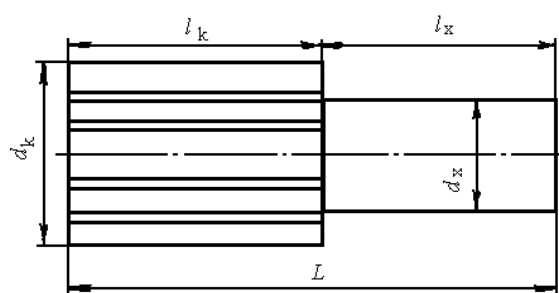


Рисунок 2 – Котушка насінневисівного апарата

Дійсний об'єм котушки з урахуванням об'єму жолобків визначався таким чином. За допомогою пластиліну зарівнювались торцеві нерівності котушки і закріплювали нитку у внутрішньому отворі. Заповнювали місткість водою, щоб вона покривала котушку і не витікала. Встановлювали місткість на терези і записували їх показання (m_1), занурювали котушку у воду і закріплювали на штативі таким чином, щоб вона не торкалась стінок і дна місткості. Записували показання терезів (m_2).

Використовуючи наслідки закону Архімеда, можна визначити об'єм котушки V'_K (см³):

$$V'_K = \frac{m_2 - m_1}{\gamma_B}, \quad (6)$$

де m_1, m_2 – маса води до і після занурення котушки відповідно, г;

γ_B – об'ємна маса води, г/см³; при $t^\circ = 20 \dots 22^\circ \text{C}$ $\gamma_B = 1,0$ г/см³.

Тоді об'єм жолобків V_J (см³) дорівнюватиме

$$V_J = V_K - V'_K. \quad (7)$$

Передаточне відношення від привідного вала до вала зернових апаратів склало $i = 0,74$.

Для визначення об'ємної маси зерна γ_3 (г/см³) необхідно засипати його в ємкість місткістю 0,5 або 1 дм³ (500, 1000 см³) і зважити на терезах:

$$\gamma_3 = \frac{m_3}{V_3}, \quad (8)$$

де m_3 – маса зерна, г; V_3 – об'єм зерна, см³.

Досліди проводили з пшеницею. Об'ємна маса зерна пшениці $\gamma_{з.п.} = 0,74 \text{ г/см}^3$.

Масу зерна, висіяного за один оберт катушки, визначали при різній довжині робочої частини $l_{рi} = 15; 20; 25; 30 \text{ мм}$. Її довжина регулюється переміщенням вала висівного апарата при ослаблених гайках на шкалі важеля.

За допомогою рукоятки прокручували на п'ять обертів приводний вал при опущеному вниз важелю клапана-спорожнювача.

Масу зерна m_3 зважували на терезах з точністю 5 г.

Кратність повторення дослідів була трикратною.

Оцінка результатів дослідів надана методом математичної статистики.

Маса зерна

$$m_0 = \frac{\bar{m}}{5} \cdot i. \quad (9)$$

Аналітично визначали:

а) об'єм жолобків робочої частини катушки $V'_{ж}$ при довжині $l_{рi}$:

$$V'_{ж} = V_{ж} \cdot \frac{l_{рi}}{l_{к}}. \quad (10)$$

б) робочий об'єм V_0 при різній довжині робочої частини розраховували за формулою (1);

в) об'єм активного шару обчислювали за формулою:

$$V_{актi} = V_0 - V'_{жi}. \quad (11)$$

г) приведену товщину шару зерна визначали за формулою (4);

д) дійсну товщину активного шару зерна визначали за формулою (3). Дослідний коефіцієнт для зернових культур $m = 2,5 \dots 2,6$;

е) питому масу зерна – масу зерна, що припадає на 1 мм робочої частини катушки:

$$m_{п} = \frac{m_0}{l_{рi}}. \quad (12)$$

Отримані показники занесені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати дослідних та розрахункових показників пшениці

Довжина робочої частини катушки $l_{рi}$, мм	Маса зерна m_0 , г	Робочий об'єм V_0 , см ³	Об'єм жолобків $V'_{ж}$, см ³	Об'єм активного шару $V_{акт}$, см ³	Товщина шару зерна, мм		Питома маса зерна $m_{п}$, г/мм
					приведена $C_{пр}$	дійсна C_0	
15	19,8	26,76	11,25	15,6	5,07	17,75	1,32
20	28,8	38,9	15	23,9	5,1	17,85	1,44
25	37,4	50,5	18,75	31,75	5,1	17,85	1,5
30	43,2	58,4	22,5	35,9	5,15	18,03	1,44

Аналіз одержаних результатів дослідних та розрахункових показників пшениці показує, що при збільшенні довжини робочої частини катушки від 15 до 30 мм маса зерна, висіяного за одне обертання висівної катушки m_0 та робочий об'єм V_0 збільшились в 2,8 рази, об'єм активного шару $V_{акт}$ – в 2,3 рази, приведена товщина активного шару зерна $C_{пр}$ на 1,57 %, питома маса зерна $m_{п}$ – в 1,09 рази.

Список літератури

1. Бендера Іван Миколайович. Проектування сільськогосподарських машин. Навчальний посібник для виконання курсових проектів з розробки сільськогосподарської техніки при підготовці фахівців напряму 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» / І.М. Бендера, А.В. Рудь, Я.В. Козій та ін.; За ред. І.М. Бендери, А.В. Рудя, Я.В. Козія. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2010. – 640 с.
2. Войтюк Дмитро Григорович. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку.: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.; Вища освіта., 2005. – 464 с.
3. Летошнев Михаїл Николаевич. Сельскохозяйственные машины. Теория, расчет, проектирование и испытание. Издание третье, перер. и дополн. / М.Н. Летошнев. –М.: та Л.: Гос. Издательство с.-х. литературы, 1955. –764 с.
4. Сисолін Петро Васильович. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищих навч. закладів із спец. «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» / За ред. М.І. Черновола. Кн. 1: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2001. –384 с.

Скреперні установки зворотньо-поступального руху

*М.І. Іванов, проф., канд. техн. наук, Є.В. Бондар, ст. гр. 5-МК маг.
Вінницький національний аграрний університет*

В статті описана коротка характеристика скреперних установок, які використовують у тваринницьких приміщеннях. Проводяться розробки щодо встановлення гідроциліндра в якості привода скреперної установки. За розробками, гідроциліндр має штовхати зубчасту рейку, яка в свою чергу переміщує скреперну установку вздовж ферми, тим самим видаляючи гній з тваринницьких приміщень.

Подальший розвиток тваринництва, підвищення його ефективності вимагає вдосконалення технологічних процесів, упровадження засобів механізації та автоматизації виробництва. Останнім часом значна увага приділяється розвитку систем видалення гною з приміщень тваринницьких ферм.

Система збирання й транспортування гною за межі виробничих приміщень повинна задовольняти такі вимоги:

- забезпечувати постійну і легко підтримувану чистоту приміщень для утримання тварин, а також проходів та загорож;
- обмежувати утворення та проникнення шкідливих газів у зону перебування тварин;
- бути зручною в експлуатації та не потребувати великих затрат праці на керування, ремонт і санітарно-профілактичну обробку;
- унеможлилювати проникнення шкідливих речовин із гноєм з однієї секції в іншу.

Нині найбільшого розвитку завдяки своїм перевагам набули скреперні установки. Саме вони забезпечують найбільш високий рівень очищення тваринницьких приміщень. Завдяки низькій швидкості переміщення скрепера – 4 м\хв – не створюються небезпечні умови для тварин. Можливість регулювання режиму роботи забезпечує якісне прибирання приміщень як влітку, так і взимку.

Активного розвитку набули скреперні установки таких модифікацій:

Дельта-скрепер (Рисунок 1):

- слугує для прибирання як гною, так і довгої соломи;
- автоматично регулюється при зміні ширини проходу;
- абсолютна безпека для корови;
- повний запрограмований автоматичний контроль;
- система може бути встановлена в будь-якому приміщенні, незалежно від типу підлоги.



Рисунок 1 – Дельта-скрепер

Комбі-скрепер (Рисунок 2):

- використовується для гною або гною з соломкою коротше 4 см;
- може працювати у вузькому проході;
- немає необхідності розширювати проходи;
- система може бути встановлена в будь-якому приміщенні, незалежно від типу підлоги;
- абсолютна безпека для корови;
- повний запрограмований автоматичний контроль;
- система захисту від примерзання;
- різні типи приводних станцій: тросовий, ланцюговий, кабельний і гідравлічний приводи.



Рисунок 2 – Комбі-скрепер

Найбільш поширеними типами приводів скреперних установок є тросові та ланцюгові.

Варіант із ланцюгом (Рисунок 3):

- 13 мм (64 * 45 мм);
- зносостійка сталь;
- спеціальний гарт;
- калібрування;
- збільшений термін служби;
- надійність;
- канавка у гнойовій алеї під ланцюг (50 * 40 мм);
- довжина ланцюга (280 м).



Рисунок 3 – Ланцюговий привод скреперної установки

Варіант із сталевим тросом (Рисунок 4):

- 6 мм трос у пластиковій обмотці;
- більш низька вартість;
- сприятливо для корів;
- строк експлуатації;
- обмежена довжина (макс. 120м).

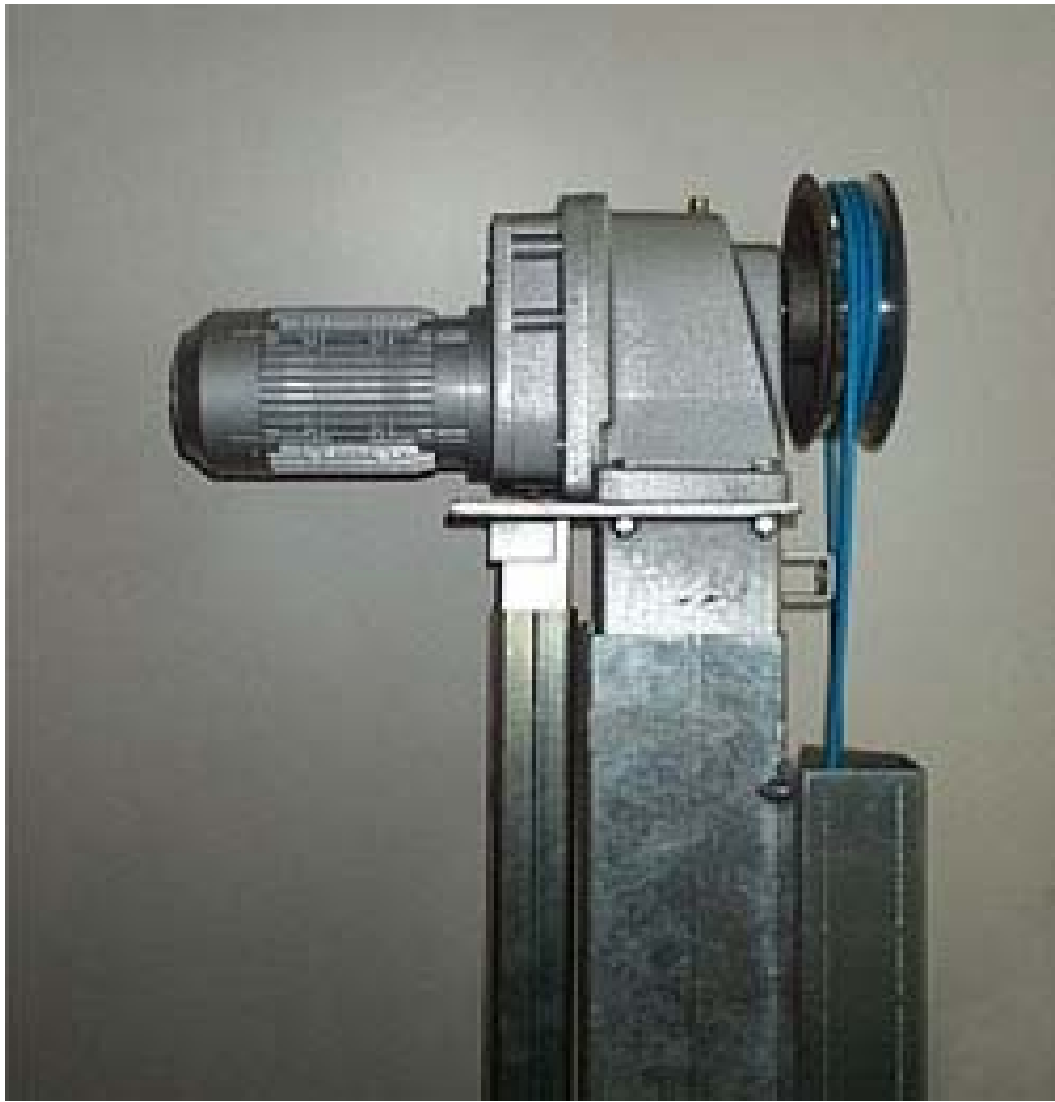


Рисунок 4 – Тросовий привод скреперної установки

Недоліки: троси можуть бути травмонебезпечними, обмежена довжина, попарне використання, а ланцюги створюють багато шуму, що негативно впливає на корів.

У зв'язку з цим, перспективним є використання автономних приводів, наприклад гідравлічних. Це підтверджується тим, що низка провідних фірм, наприклад “Joz” (Нідерланди) пропонує споживачам скреперні установки з гідравлічним приводом.

Таким чином, подальший розвиток та вдосконалення скреперних установок потребує детального розгляду питань ефективного використання гідравлічного привода, а отже розроблення нових оригінальних рішень, а також детального обґрунтування вибору параметрів та алгоритму функціонування гідрофікованої скреперної установки.

Стенд для випробування насос-дозатора системи гідрооб'ємного рульового керування сільськогосподарських машин

О.М. Переяславський, доц.,
С.В. Заваденко, ст. гр. 5-МК (маг),
Д.А. Білик, ст. гр. 5-МК (маг).
Вінницький національний аграрний університет

Впровадження у сільськогосподарське виробництво нових технологій обробітку ґрунту, посіву різноманітних культур та збирання врожаю, а саме – багаторядна обробка; комплексна обробка з використанням різних за призначенням робочих органів; застосування технологій точного висіву культур; розробка нових зразків технологічних машин сільськогосподарського призначення і, як результат, підвищення вимог до точності переміщення самохідних сільськогосподарських машин по технологічним площам та необхідність покращення умов праці механізаторів. Це призводить до необхідності вдосконалення всіх систем самохідних сільськогосподарських машин (СГМ), в тому числі систем рульового керування СГМ.

Існуючі механічні та гідромеханічні системи рульового керування, які використовуються у самохідних СГМ, як правило, не задовольняють вимогам міжнародних норм та стандартів, тому на ринку сільськогосподарської техніки домінує тенденція переоснащення машин сільськогосподарського призначення з гідромеханічними системами рульового керування на гідрооб'ємні системи рульового керування (ГСРК), які за своїми характеристиками значно перевищують гідромеханічні системи рульового керування і на сьогодні стали фактично безальтернативними системами рульового керування.

В той же час в Україні, а також в інших країнах СНД даний вид приводу рульового керування застосовується у комплектації з вузлами закордонного виробництва. Спроби побудувати ГСРК самохідною СГМ на базі комплектуючих вітчизняного виробництва наштовхнулись на низку проблем, пов'язаних з втратою керованості машиною при дії попутного навантаження на керуючі колеса, збільшеним люфтом рульового колеса, відмовами при аварійному режимі роботи, значних зусиллях на рульовому колесі. На кафедрі Машин та обладнання сільськогосподарського виробництва Вінницького національного аграрного університету ведуться роботи по вдосконаленню ГСРК і виникла необхідність створення спеціального стенда для випробування таких систем. Стенд досліджуватиме параметри ГСРК на різних режимах роботи, з урахуванням усіх факторів та зусиль, що діють на керуючі колеса під час руху.

Стенд призначений для функціональних та ресурсних випробувань насосів-дозаторів (НД) з робочим об'ємом 50 - 1000 куб. см, які встановлюються в системах об'ємного гідравлічного рульового керування колісних сільськогосподарських машин з метою визначення дійсних значень параметрів технічних характеристик цих НД. Результати таких випробувань є невід'ємною частиною приймальних, періодичних, сертифікаційних, дослідних та ін. випробувань, які виконуються на різних етапах проектування та виробництва НД.

Стенд дозволяє випробовувати насоси-дозатори з вмонтованими запобіжними, протиударними і противакуумними клапанами, а також підсилювачем потоку. На

На стенді також встановлено вісім манометрів, що дозволяють вимірювати тиски P1...P8 у точках гідросистеми в сталому режимі роботи а також датчик витрати ДВ, який дозволяє визначати витрати робочої рідини на різних ділянках гідросистеми.

Крім того, стенд оснащено датчиком температури ДТ, для контролю температури робочої рідини та мірною судиною МС, для визначення втрат робочої рідини на витікання у зливну лінію.

Задаючий пристрій ЗПІ дозволяє створювати електричний сигнал, який керує напрямом та величиною переміщення золотника розподільника РГ1. Це дозволяє задавати валу гідромотора напрямом та швидкістю обертання, які формують керуючий сигнал для насоса-дозатора.

Однією з основних характеристик НД є стабільність подачі робочої рідини в залежності від швидкості обертання вхідного вала та величини зустрічного навантаження, яка визначається зміною подачі робочої рідини в вихідних каналах НД. Подачу рідини у вихідних каналах оцінюємо за кількістю рідини, що подається за один оберт вхідного вала НД. Величина подаваного в вихідний канал обсягу робочої рідини за один оберт вхідного вала НД вимірюється таким чином. Встановлюється необхідна витрата насоса Н2, що визначає швидкість обертання вала задаючого гідромотора ГМ1, і тим самим, швидкість обертання вала НД. За допомогою регульованого дроселя Др1 задається необхідна величина пасивного навантаження. Виконується вимірювання датчиком витрат ДВ кількості рідини, що подається у вихідні канали за одиницю часу і визначається величина подаваного обсягу за один оберт вхідного вала, що визначається за формулою:

$$q = \frac{Q_{д.в}}{n_в}$$

де $Q_{д.в}$ – показники датчика витрати, куб. см,
 $n_в$ – швидкість обертання вхідного вала НД, об/хв.

Важливим параметром НД є люфт вала, який визначається в такий спосіб. Дросель Др1 закривається і вхідному валу задається обертання в будь-який бік. При досягненні в циліндровій лінії тиску 4,5 МПа фіксуються показники ДШ і вал НД повертається в протилежний бік. При підвищенні тиску в іншій циліндровій лінії до 4,5 МПа знову фіксуються показники ДШ. По різниці опорів визначають величину кута, яка дорівнює люфту НД.

Крутний момент на вхідному валі визначається непрямыми вимірюваннями по перепаду тиску в порожнинах гідромотора ГМ1 в такий спосіб. При працюючому насосі Н1 вхідному валу задається обертання в обидві сторони зі швидкістю 40 об/хв. Навантажувальним дроселем Др1 у напірній лінії рульового механізму задається тиск 14 МПа. Величина крутного моменту визначається по перепаду тиску на гідромоторі (Р6-Р7) за допомогою тарувального графіка.

Використання такого стенда дозволить експериментально визначити широкий діапазон робочих характеристик насос-дозаторів.

Список літератури

1. Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / [О.М. Погорілець, М.С. Волянський та ін.]; за ред. О.М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004. – 368 с.
2. А. с. 1280376 СССР, МКИ G 01 M 17/06. Стенд для испытаний рулевых механизмов транспортных средств / Л.П. Колосов, Д.С. Потапов, А.Н. Переяславский, В.М. Ярешко (СССР). – №3937388/31-11; заявл. 06.08.85; опубл. 30.12.86, Бюл. №48.

Вивчення впливу показника кінематичного режиму на роботу мотовила жатки

О.С. Ларічкін, ст. гр. МЕХ 06 02-2
С.С. Яцун, доц., канд. техн. наук, О.М. Калнагуз, асист.
Сумський національний аграрний університет

Аналіз роботи мотовил та виробничий досвід використання жаток показує, що мотовило не завжди може якісно виконувати свої функції, а тому це стає причиною значних втрат зерна за жаткою. Встановлено, що переважна частина втрат вільного зерна за жаткою виникає в результаті вимолоту його планкою мотовила, якщо не узгоджені параметри та режими його роботи. Тому важливим є дослідження впливу параметрів та режимів роботи мотовила на якісні показники роботи жатки.

На сучасних зернозбиральних машинах, як правило, встановлюють універсальне ексцентрикове мотовило, яке добре працює на прямостоячих, полеглих і навіть на короткостеблових хлібах [2, 3]. При збиранні прямостоячого хлібостою граблина мотовила при переміщенні машини захоплює порцію стебел, нахиляє їх до різального апарата і пересуває потім вже зрізані стебла до транспортуючих органів жатки. Інші граблини повторюють цей цикл.

При русі граблина описує в повітрі траєкторію з петлею, ширина якої по горизонталі викликає величину нахилу, тобто активного зміщення порції стебел до різального апарата. Якщо швидкість мотовила збільшується відносно швидкості машини, то петля стає ширшою і активніше буде відбуватись подача стебел до різального апарата [1]. Але із зростанням колової швидкості мотовила збільшується ймовірність обмолоту колосся від ударів планками, тобто збільшуються втрати вільним зерном.

При невеликих швидкостях машини величина λ складає 1,5 – 2, а при збільшенні швидкості машини до 2 м/с і більше ця величина зменшується до 1,2 – 1,3 [4].

При збиранні хлібостою мотовило встановлюється за висотою таким чином, щоб планки (граблини) діяли на стебла вище центра тяжіння, на висоті від верхівки стебла, яка дорівнює приблизно 1/3 зрізуваної частини [5].

Метою даної роботи є дослідити вплив показника кінематичного режиму роботи мотовила на ширину петлі траєкторії руху планки мотовила (трохоїди), винос мотовила та глибину занурення планки в стебла.

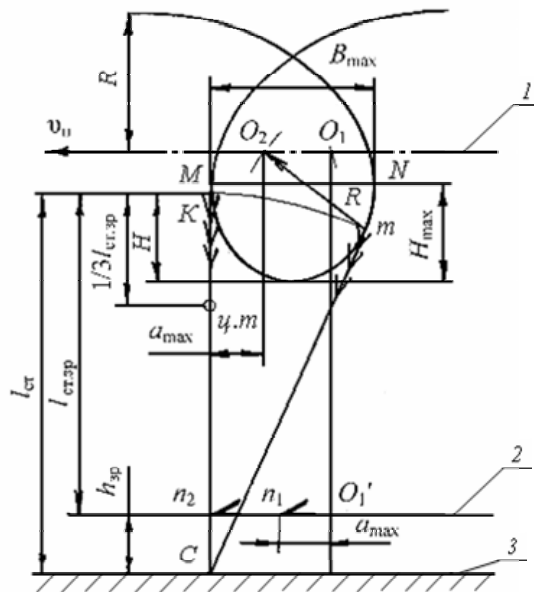
Граблина здійснює складний рух: переносний – разом з машиною із швидкістю $v_{\text{п}}$ і відносний – з кутовою швидкістю ω .

Показник кінематичного режиму позначається буквою λ і характеризує співвідношення швидкості руху планок мотовила і машини.

Якщо $\lambda = 1$, то нижня частина траєкторії планки буде рухатись в напрямку руху машини з такою швидкістю, як і машина, тобто $v_{\text{к}} = v_{\text{п}}$. Абсолютна швидкість планки при цьому дорівнює нулю, і вона ніякого впливу на рослини не має. При нерухомих планках мотовила $\lambda = 0$. При працюючому мотовилі і нерухомій машині $\lambda \rightarrow \infty$.

При $\lambda < 1$ траєкторія не має петлі, а планка в нижній частині переміщується вперед в напрямку руху машини і відхиляє стебла від різального апарата.

Працездатним мотовило буде при $\lambda > 1$ (рис. 1). Планка зможе підводити стебла до різального апарата тоді, коли вона рухається в нижній частині назустріч машині і нахиляє стебла до різального апарата.



1 – траєкторія руху осі мотовила; 2 – траєкторія руху ножа різального апарата; 3 – поверхня поля

Рисунок 1 – Схема до визначення основних параметрів мотовила

Це має місце на відрізку петлі від точки M до точки N . На всіх інших відрізках шляху планка рухається вперед і відхиляє стебла від різального апарата. Тому глибина занурення планки в стебла H повинна бути не більшою H_{max} . Призначення планки підводити стебла до різального апарата в першу чергу визначається величиною горизонтального переміщення планки назустріч машині, тобто величиною хорди петлі. Найбільша ширина B_{max} знаходиться на лінії, що з'єднує точки M і N . Значення B_{max} та H_{max} залежать від λ . Винос мотовила a (a_{max}) – це відстань від різального апарата до осі вала мотовила по горизонталі. Значення параметра a впливає на якість різання стебла та очищення різального апарата від зрізаних стебел.

Досліди проводились на лабораторній установці для вивчення технологічного процесу роботи мотовила. Вона надавала можливість змінювати показники кінематичного режиму в межах 2,33 – 6,0.

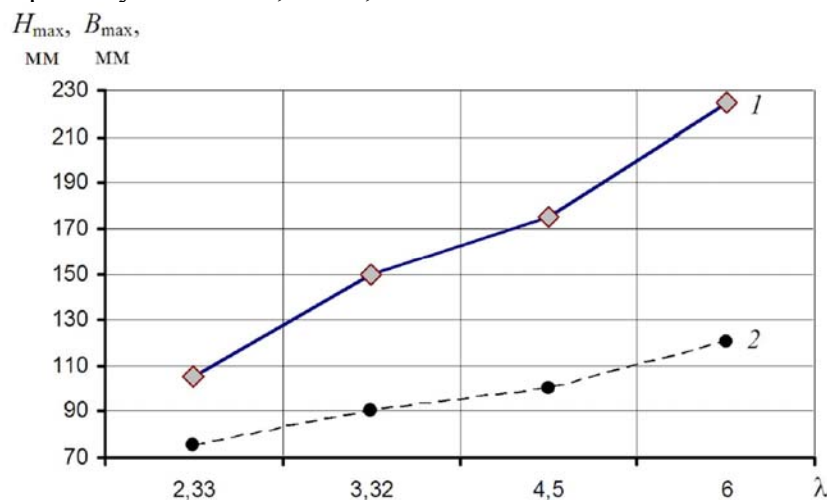


Рисунок 2 – Залежності глибини занурення H_{max} (крива 1) та максимальної хорди петлі B_{max} (крива 2) від λ

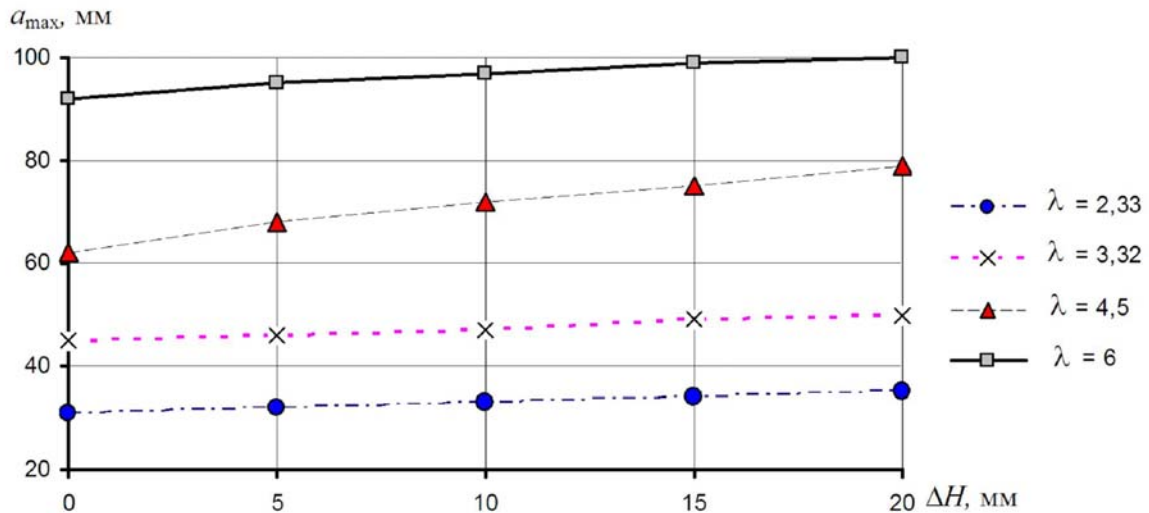


Рисунок 3 – Залежність вносу мотівила a_{\max} від глибини його занурення при різних значеннях показника кінематичного режиму λ (при висоті $l = 300$ мм)

Аналіз результатів досліджень (рис. 2 та 3) показує, що із збільшенням показника кінематичного режиму роботи мотівила λ занурення планки в стеблостій H_{\max} , максимальна хорда петлі B_{\max} , винос мотівила a_{\max} зростають.

Список літератури

1. Войтюк Дмитро Григорович. Теорія сільськогосподарських машин: Практикум: Навч. посібник / Д.Г. Войтюк, С.С. Яцун, М.Я. Довжик; За ред. С.С. Яцуна. – Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. – 201 с.
2. Войтюк Дмитро Григорович. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навч. посібник / Д.Г. Войтюк, С.С. Яцун, М.Я. Довжик; За ред. Д.Г. Войтюка. – Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. – 543 с.
3. Алферов Сергей Алексеевич. Как работает зерноуборочный комбайн / С.А. Алферов, А.И. Калошин, А.Д. Угаров. – М.: Машиностроение, 1981. – 1990 с.
4. Сисолін Петро Васильович. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» / За ред. М.І. Черновола. Кн. 2: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2002. – 364 с.
5. Пугачев Анатолий Николаевич. Контроль качества уборки зерновых культур / А.Н. Пугачев. – М.: Колос, 1980. – 255 с.

Обґрунтування параметрів ефективного картоплекопача

П.П. Литвин, ст. гр. ХС-41

А.В. Бабій, доц., канд. техн. наук

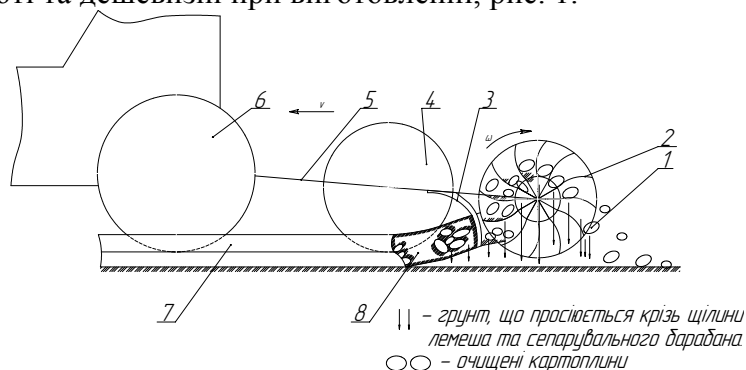
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Стан сучасного вітчизняного сільськогосподарського машинобудування переживає далеко не найкращі часи. До цього спричинилися багато вагомих факторів. Але «за визначенням» Україна – аграрна держава і її найбільші надра це родючі ґрунти. Тому можна констатувати, що сільськогосподарське виробництво є одним з основних в царині народного господарства країни. Звичайно, що цю галузь повинні обслуговувати машини, в основному, вітчизняного виробництва. Для нас це робочі місця, товаро- і грошообіг, відрахування в бюджет і т.д. Ситуація на даний час має певний «перекіс» в сторону імпоротної техніки, що, звичайно, не сприяє розвитку внутрішнього машинобудування. Особливу увагу слід приділити малопотужним машинам, які використовуються в приватних підсобних господарствах. В цьому секторі виробництва механізація процесів на дуже низькому рівні, величезні затрати ручної праці. Потрібно створювати дешеві та водночас високоефективні малопотужні машини. Метою даної роботи є створення малогабаритного високоефективного картоплекопача для максимальної механізації процесу збирання картоплі на невеликих площах підсобних господарств.

Проаналізувавши основні моделі однорядкових копачів, які можна відшукати на ринку сільськогосподарської техніки, машин українського виробництва є одиниці, решту – імпортні. Однак можна зауважити, що навіть, від найпростіших до більш складних машин, їх вартість є доволі високою, що не під силу придбати дрібним сільськогосподарським виробникам, а якість технологічного процесу при цьому не завжди є задовільною.

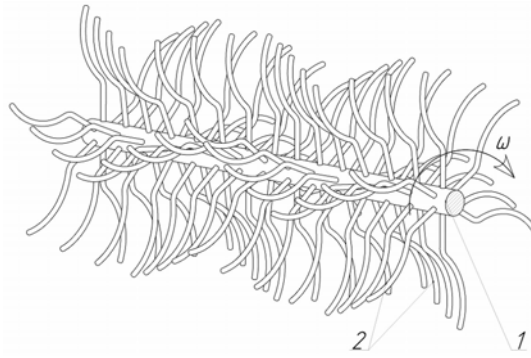
Виходячи з цього, було поставлено завдання сконструювати такий малопотужний картоплекопач, щоб знаходився на достатньому рівні по якості виконання технологічного процесу, а за ціною був мінімально вартісним.

Тому враховуючи ці вимоги, було запропоновано нову конструкцію картоплекопача, який буде володіти достатніми технологічними властивостями при відносній простоті та дешевизні при виготовленні, рис. 1.



- 1 – картоплина; 2 – сепарувально-транспортуючий барабан; 3 – леміш в зборі;
4 – опорне колесо; 5 – рама картоплекопача; 6 – колесо енергозасобу;
7 – гребінь бульбоносного пласти; 8 – бульбоносний пласт

Рисунок 1 – Технологічна схема розробленого картоплекопача



1 – приводний вал; 2 – пальці

Рисунок 2 – Пальцевий сепарувально-транспортуючий барабан

Ідея полягає в розробці пальцевого сепарувально-транспортуючого барабана (рис. 2), який буде приводитись в рух від ВВП міні енергозасобу.

Технологічний процес протікає наступним чином. Встановивши механізмом регулювання потрібну глибину вирізання бульбоносного пласта лемешем, який виконаний кількома ділянками вигину та решітчастий після ріжучого леза, де вже на початковому етапі проходять зломи пласта та відповідно часткова сепарація ґрунту, при русі машини транспортується до горизонтального сепарувально-транспортуючого барабана. Далі пласт входить в зону обертання цього барабана, де порціями захоплюється його пальцями, множина яких у поперечній площині (перпендикулярній до поздовжньої осі пласта) утворює розхил певної форми. Частки ґрунту і картоплі сепаруються у двох площинах – поперечній (за вигином множини пальців) і поздовжній (за вигином самих пальців та при обертанні барабана навколо осі). В кінцевому результаті просепарований картопляний пласт під дією сил ваги та відцентрової сили викидається ззаду за машиною на поверхню поля. Причому, тут ще відбувається додаткова сепарація за різною питомою вагою часток, тобто картопля відкидається далі, а непросепаровані частки ґрунту – ближче.

Тому така схема дозволяє створити простий і ефективний картоплекопач для обслуговування дрібних фермерських господарств. Крім того, такий робочий орган можна ввести в схему типового картоплекопача (типу КТН-2), де він буде виконувати роль поділювача бульбоносного пласта, сепарувати його та, піднімаючи, передавати на поздовжній транспортер для подальшої доочистки (сепарації).

Приведемо деякі основні параметри розробки серед множини знайдених.

Основними параметрами плоского пасивного лемеша є кут нахилу робочої грані до горизонту α_d , довжина L , ширина B , кут розхилу леза γ .

Ширина лемеша визначається за формулою [1]

$$B = b + 2\delta + 2(h - h_K) \operatorname{ctg} \varphi = 220 + 2 \cdot 40 + 2(150 - 80)0.5 = 370 \text{ мм}, \quad (1)$$

де b — ширина залягання бульб в гнізді, $b=220$ мм; δ — зсув осі ряду щодо осі лемеша, $\delta=40$ мм; h — глибина підкопування, $h=150$ мм; h_K — глибина залягання крайніх по ширині гнізда бульб, $h_K=80$ мм; $\operatorname{ctg} \varphi=0.5$ — визначено через кут природного скосу ґрунту.

Середній кут входження лемеша в ґрунт прийемо згідно наведених рекомендацій, $\alpha_n = 15^\circ$ [1,2].

Величина кута α_n і довжина лемеша L зв'язані залежністю

$$L = \frac{H}{\sin \alpha_n} = \frac{120}{\sin 15^\circ} = 478 \text{ мм.} \quad (2)$$

де H — висота розташування заднього обріза лемеша, $H=120$ мм.

Висоту H вибираємо таку, щоб забезпечити плавний перехід пласта з лемеша на наступний робочий орган і щоб зазор Δ між нижніми елементами останнього і дном борозни був не менше 40 мм.

Від кута α_n також залежить тяговий опір і ступінь дроблення пласта. Із зменшенням α_n зменшується дроблення пласта, що небажано. Дослідженнями і багаторічною практикою встановлено, що якнайкраще значення кута α_n знаходиться саме в межах $15-20^\circ$. Крім того, згідно рекомендацій [2] форму такого лемеша можна виконати ламаною, що дозволить краще крошити пласт ґрунту. Параметри такого лемеша запишемо за аналогічними формулами. Для цього випадку матимемо, по ділянках: $\alpha_1 = 11^\circ$, $L_1 = 180$ мм; $\alpha_2 = 20^\circ$, $L_2 = 200$ мм; $\alpha_3 = 10^\circ$, $L_3 = 100$ мм.

За змодельованою взаємодією з ґрунтом тяговий опір лемеша становитиме $P = 474$ Н. Даний параметр є основою розрахунку на міцність елементів лемеша.

Далі пласт ґрунту потрапляє на пальці барабана, які послідовно відрізають стружку картопляного ґрунту і транспортують її. При цьому подрібнюють і розпушують цю масу.

Кожна точка ножа барабана бере участь у складному русі: обертовому з кутовою швидкістю ω й і поступальному з швидкістю машини v_m [1].

Траєкторію руху, що відображає кінематичний режим роботи барабана, отримують складанням цих двох рухів.

Розрахуємо його основні показники.

Подача на ніж (технологічний крок), який задамо за підібраним показником кінематичного режиму роботи барабана λ

$$S_z = \frac{\pi D}{\lambda z} = \frac{3.14 \cdot 0.55}{2.357 \cdot 12} = 0.061 \text{ м/ніж,} \quad (3)$$

D - діаметр барабана, $D = 0.55$ м;

z - кількість пальцевих ножів, $z = 12$.

Кінематичний показник роботи барабана

$$\lambda = \frac{\omega D}{2v_m} = \frac{6 \cdot 0.55}{2 \cdot 0.7} = 2.357, \quad (4)$$

де ω – кутова швидкість обертання барабана, $\omega = 6$ рад/с;

v_m – робоча швидкість руху машини, $v_m = 0,7$ м/с.

Максимальна товщини стружки δ_{\max} , яка вирізатиметься пальцями з пласта ґрунту

$$\delta_{\max} = S_z \sqrt{2m - m^2} = 0.061 \sqrt{2 \cdot 0.545 - 0.545^2} = 0.054 \text{ м.} \quad (5)$$

де $m=2a/D=2 \cdot 0,15/0,55=0,545$.

Крім того, в роботі виконано міцнісні розрахунки елементів картоплекопача, визначено його продуктивність, яка становить 0,15 га/год та споживану потужність – 1409 Вт.

Висновок. Проведене дослідження по розробці малогабаритного картоплекопача показує, що є досить вигідним створення такої конструкції збиральної машини. Це вискоефективний в технологічному плані варіант, але дешевий по виготовленню і матеріалозатратах. Таку конструкцію достатньо просто виготовити у невеликій майстерні, узгодивши кінематичний режим картоплекопача з параметрами існуючого міні енергозасобу.

Список літератури

1. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И., Султан-Шах Е.Г. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. - М: Машиностроение, 1980. - 565 с.
2. Листопад Г.Е., Семенов А.Н., Демидов Т.К. и др. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. - М.: Колос, 1976. - 751 с.

Определение свойств упругости концентрированных кормов

Ю.М. Проценко, студ., А.М. Русалев, доц., канд. техн. наук
*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства им. Петра Василенко*

Сыпучий материал (имеется другое название этим средам – гранулированные среды) представляет собой большую совокупность твердых частиц малого размера произвольной неправильной формы. Если размеры твердых частиц малы по сравнению с характерным размером задачи (выпускного отверстия), то сыпучий материал можно рассматривать как сплошную среду, обладающую определенными свойствами, и для описания ее поведения можно привлекать методы механики сплошных сред. При теоретических исследованиях для описания напряженного состояния сыпучего материала возникает необходимость применения упругих свойств материала, таких как коэффициент Пуассона и модуль упругости.

Результаты исследований упругих свойств некоторых сыпучих материалов широко представлены в строительной механике. Однако данных об упругих свойствах концентрированных кормов в литературных источниках нами не встречалось. В лаборатории ХНТУСХ была разработана и изготовлена лабораторная установка для определения коэффициента Пуассона и модуля упругости, состоящая из штатива с двумя кронштейнами, штока с поршнем с одной стороны и плоским штампом с другой. На одном кронштейне установлена направляющая для штока, на другом – индикатор перемещения. Для определения коэффициента Пуассона предусмотрен эластичный стакан, для определения модуля упругости – металлический. Нагрузка создавалась с помощью набора гирь. Необходимо было определить коэффициент Пуассона и модуль упругости следующих концентрированных кормов: пшеничных отрубей, ячменной дерти и стартового комбикорма.

Коэффициент Пуассона определялся следующим образом. Эластичный стакан, предназначенный для определения коэффициента Пуассона, имеет следующие размеры: длина $l = 90$ мм, диаметр в средней части стакана $d = 25$ мм. В него насыпался исследуемый сыпучий концентрированный корм и уплотнялся с целью уменьшения «порозни» сыпучего материала для соблюдения чистоты эксперимента. Наполненный стакан устанавливался под шток, развернутый поршнем вниз. Индикатор перемещения переводился в крайнее положение и размещался на диске.

С помощью грузов ступенчато через каждые 10 Н подавали нагрузку P на шток. Поршень оказывает давление на сыпучий материал внутри эластичного стакана. При этом происходит изменение длины насыпанного материала в стакане на величину Δl с одновременным увеличением диаметра стакана на Δd . Изменение длины фиксировалось индикатором перемещения, диаметр стакана измерялся штангенциркулем.

По полученным данным строились графики для каждого вида кормов. Выбирался участок графика, на котором приращение показателей диаметра и длины минимальные и для этого участка производили расчет.

По полученным значениям определялся средний показатель для каждого вида концентрированного корма. Полученный коэффициент Пуассона для пшеничных отрубей составил $\nu = 0,27$; для ячменной дерти $\nu = 0,26$; для комбикорма $\nu = 0,23$.

Модуль упругости определялся с помощью этой же экспериментальной установки. Шток в таком случае переворачивают диском вниз, индикатор перемещения устанавливают на поршень. Для сыпучего материала применяется металлический стакан. В него засыпается исследуемый концентрированный корм и разравнивается. На поверхность материала устанавливался круглый плоский штамп диаметром $d = 0,05$ м., а индикатор перемещения переводился в крайнее положение и устанавливался на нулевую отметку.

При подачи нагрузки на шток плоский штамп деформировал объем порции концентрированного корма (давал осадку) на определенную величину. Нагрузка на штамп подавалась ступенчато через каждые 5 Н. После приложения каждой ступени нагрузки и затухания деформации (приращение деформации за 1 мин. должно быть не более 0,01 мм) снимались показания индикатора перемещения и заносились в таблицу.

По полученным показаниям строились графики для каждого вида корма, определялся прямолинейный участок графика (у пшеничных отрубей и ячменной дерти это участок с нагрузкой 30-40 Н, у комбикорма – 35-45 Н) и при этих показаниях рассчитывался модуль упругости по формуле, полученной из формулы Ф.Шлейхера.

Расчет показал, что модуль упругости составил: для пшеничных отрубей $E = 1,454 \text{ Па} \times 10^5$, для ячменной дерти – $E = 4,290 \text{ Па} \times 10^5$, для комбикорма – $E = 7,198 \text{ Па} \times 10^5$.

Выводы: исследования показали, что коэффициент Пуассона для пшеничных отрубей составил $\nu = 0,27$; для ячменной дерти $\nu = 0,26$; для комбикорма $\nu = 0,23$, а модуль упругости соответственно $E = 1,454 \text{ Па} \times 10^5$, $E = 4,290 \text{ Па} \times 10^5$, $E = 7,198 \text{ Па} \times 10^5$.

Дослідження впливу частоти обертання шнека туковисівного апарата пружинного типу на норму внесення гранульованих мінеральних добрив

Т.В. Дудукаленко, *ст. гр. МЕХ 08 01-1*
С.С. Яцун, *доц., канд. техн. наук,*
О.М. Калнагуз, *асист., Г.С. Головченко*, *викл.*
Сумський національний аграрний університет

Останніми роками на просапних сівалках, культиваторах-рослинопідживлювачах застосовують шнекові туковисівні апарати, де як шнек використовують навитий у вигляді пружини дріт. Важливим показником роботи шнекових туковисівних апаратів є забезпечення заданої норми внесення мінеральних добрив. Тому вивчення впливу факторів, що забезпечують задану норму внесення добрив є важливою задачею.

Аналіз конструкції пристроїв для транспортування сипких матеріалів показує, що найбільш перспективним для багатьох випадків виробництва є пружинно-транспортуючі робочі органи [3, 5].

Перший патент на предмет можливості переміщення сипкого матеріалу обертовою пружиною одержано у Німеччині у 1927 році. Вперше пружину як робочий орган використали для переміщення цементу також у 1927 році.

Дослідженням пружинних транспортерів присвячені роботи Преображенського П.А., Каптура З.Ф., Резніка Є.І., Кудзієва Е.П., Артюх Н.Ф. та інших вчених [1].

Більш широкі дослідження з застосування пружинних транспортерів розпочаті з 1960-их років. Пружини застосовують як робочий орган в багатьох конструкціях сільськогосподарських машин для рослинництва і тваринництва.

Основні сфери застосування пружинно-транспортуючих робочих органів сільськогосподарських машин: переміщення, дозування, розподіл і таке інше.

Пружинно-транспортуючий робочий орган володіє: гнучкістю, безпильністю робочого процесу при переміщенні сипких матеріалів, відсутністю складних передавальних механізмів до робочого органа (пружини), малою металоємністю, можливістю привода робочого органа від будь-яких джерел енергії, можливістю встановлення робочого органа на агрегати як стаціонарного, так і мобільного варіантів і т.д.

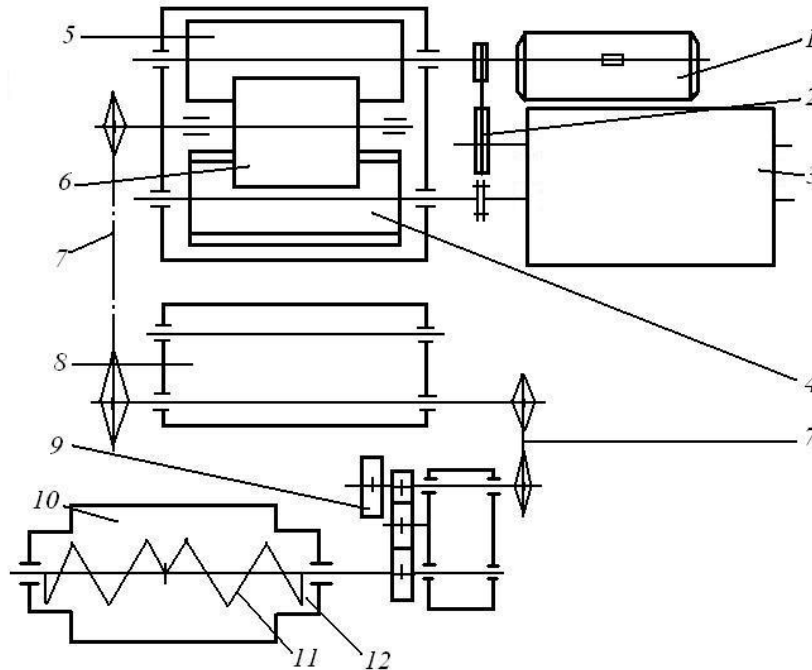
Компоновка технічних засобів з пружинно-транспортуючими робочими органами не потребує точних і складних технологій виготовлення і монтажу, що дозволяє широко використовувати існуючу матеріально-технічну базу АПК.

Метою роботи є: дослідити вплив частоти обертання шнека туковисівного апарата пружинного типу на норму внесення гранульованих мінеральних добрив, на коефіцієнти винесення добрив у лійку та відставання швидкості добрив від осьової швидкості витків шнека.

Туковисівний робочий орган пружинного типу працює за принципом вигрібання сипкого матеріалу (добрив) у висівне вікно витками дроту, які зсовують шар добрив, що знаходиться на дні бункера, до його краю і далі у лійку. У загальному вигляді передбачається, що часточки матеріалу здійснюють обертовий рух і переміщуються в осьовому напрямку за рахунок внутрішнього тертя між шарами, підкоряючись закономірностям динаміки сипкого матеріалу [2, 4].

Досліди проводили на лабораторній установці, представлений на рис. 1.

Лабораторна установка складається із приводної станції (1 – 5), ланцюгових 7 та шестеренної 9 передач, редуктора 8 сівалки, туковисівного апарата АТП–2 10. Опорно-привідне колесо 6 установки спирається на прогумований 4 та металевий 5 ролики, приводиться в рух від електродвигуна 1 клинопасовою передачею 2 через редуктор 3 і прогумований ролик 4. Зміна частоти обертання шнека 11 апарата відбувалось за допомогою шестеренної передачі 9.



1, 2, 3, 4, 5 – приводна станція; 6 – опорно-привідне колесо; 7 – ланцюгові передачі; 8 – редуктор сівалки; 9 – шестеренна передача; 10 – туковий апарат; 11 – шнек; 12 – лійка

Рисунок 1 – Кінематична схема лабораторної установки

В табл. 1 наведені основні параметри туковисівного апарата.

Таблиця 1 – Параметри туковисівного апарата

Показники	Величина показника
1. Діаметр дозуючого отвору d_0 , мм	60
2. Діаметр вала шнека d , мм	20
3. Крок витків шнека S , мм	21
4. Діаметр дроту d_d , мм	5

Об'ємна маса добрив γ_d (г/дм³) визначалась за формулою

$$\gamma_d = \frac{m_d}{V}, \quad (1)$$

де m_d – маса добрив, г;

V – об'єм ємкості (1 дм³).

Об'ємна маса гранульованого добрива (азофоска) $\gamma_{дг}$ складала 1080 г/дм³.

Фактичну норму внесення мінеральних добрив визначали за формулою

$$Q_{\phi} = \frac{10^4 \cdot (m_1 + m_2) \cdot (1 - k_{\text{КОВЗ}})}{2 \cdot b \cdot l}, \quad (2)$$

де $m_1 + m_2$ – маса добрив, зібраних від двох лійок одного туковисівного апарата, г;

$k_{\text{КОВЗ}}$ – коефіцієнт ковзання (для лабораторних умов $k_{\text{КОВЗ}} = 0,05 - 0,1$);

b – ширина міжрядь (для цукрового буряка $b = 0,45$ м);

l – довжина шляху, яку проходить сівалка за 20 обертів опорно-привідного колеса, м.

Масу добрив, висіяних через одну лійку за $n_{\text{Ш}}$ обертів шнека, можна визначити за формулою

$$\frac{m_1 + m_2}{2} = m. \quad (3)$$

Коефіцієнт винесення добрив у лійку визначали за формулою

$$k_{\text{В}} = \frac{m}{m_{\text{Т}}}, \quad (4)$$

де $m_{\text{Т}}$ – маса добрив, яка повинна висіятись у лійку туковисівного апарата за осьової швидкості шнека v .

Маса добрив

$$m_{\text{Т}} = \frac{\pi \cdot (d_0^2 - d^2)}{4} \cdot S \cdot n_{\text{Ш}} \cdot \gamma_{\text{Д}} \cdot 10^{-6}, \quad (5)$$

де d_0 – діаметр дозуючого отвору, мм;

d – діаметр вала шнека, мм;

$n_{\text{К}}$ – кількість обертів опорно-привідного колеса;

S – крок витків шнека, мм;

$\gamma_{\text{Д}}$ – об'ємна маса добрив, г/дм³.

Коефіцієнт відставання швидкості винесення добрив у лійку від осьової швидкості витків шнека

$$\mu_v = (1 - k_{\text{В}}). \quad (6)$$

На кожній з передач приводної станції визначали час 20 обертів опорно-привідного колеса.

Кількість обертів вала туковисівного апарата $n_{\text{Ш}}$ визначали за формулою

$$n_{\text{Ш}} = n_{\text{К}} \cdot i, \quad (7)$$

де $n_{\text{К}}$ – кількість обертів опорно-привідного колеса;

i – передаточне відношення від опорно-привідного колеса до вала туковисівного апарата.

Передаточне відношення i дорівнює

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3, \quad (8)$$

де i_1 – передаточне відношення від опорно-привідного колеса до вала редуктора 8;

i_2 – передаточне відношення від вала редуктора 8 до вала ведучої шестерні шестеренної передачі;

i_3 – передаточне відношення шестеренної передачі 9.

Частоту обертів вала шнека (хв^{-1}) туковисівного апарата визначали за формулою

$$n = \frac{n_{\text{ш}}}{t} \cdot 60, \quad (9)$$

де $n_{\text{ш}}$ – кількість обертів шнека;

t – час обертання приводного колеса, с.

Досліди проводили в трикратній повторності.

Довжину l визначали за формулою

$$l = \pi \cdot D \cdot N, \quad (10)$$

де D – діаметр опорно-привідного колеса, $D = 0,5$ м;

N – число обертів опорно-привідного колеса, $N = 20$ обертів.

В табл. 2 наведені результати дослідних і розрахункових показників.

Таблиця 2 – Результати дослідних і розрахункових показників

Варіант досліджу	Час досліджу t , с	Маса добрив, висіяних за $n_{\text{ш}}$ обертів шнека, г	Коефіцієнт		Частота обертання шнека n , хв^{-1}	Фактична норма внесення мінеральних добрив $Q_{\text{ф}}$, кг/га
			$k_{\text{в}}$	$\mu_{\text{в}}$		
1	23,5	346	0,80	0,20	19,5	233
2	23,3	856	0,74	0,26	52,5	576
3	23,4	1035	0,72	0,28	63,1	696
4	23,5	1160	0,70	0,30	74,3	780

За даними дослідних і розрахункових показників побудовані залежності $k_{\text{в}}$, $\mu_{\text{в}}$, $Q_{\text{ф}}$ від частоти обертання шнека n для гранульованого мінерального добрива (рис. 2).

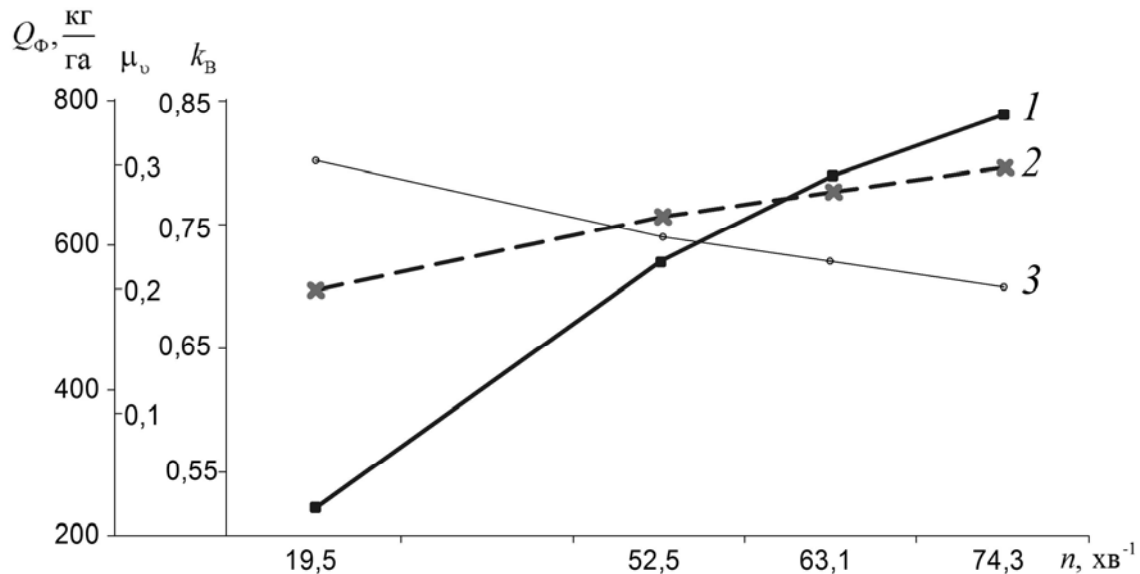


Рисунок 2 – Залежності фактичної норми внесення мінеральних добрив $Q_{\text{ф}}$ (крива 1), коефіцієнта відставання швидкості добрив від осьової швидкості витків шнека $\mu_{\text{в}}$ (крива 2), коефіцієнта винесення добрив $k_{\text{в}}$ (крива 3) від частоти обертання шнека туковисівного апарата n (для гранульованого мінерального добрива)

Аналіз побудованих залежностей показує, що із збільшенням частоти обертання шнека туковисівного апарата коефіцієнт винесення добрив у лійку зменшується,

коефіцієнт відставання швидкості добрив від осьової швидкості витків шнека зростає, норма внесення мінеральних добрив збільшується.

Для гранульованих добрив із збільшенням частоти обертання шнека з 19,5 до 74,3 (тобто в 3,81 рази) коефіцієнт винесення добрив у лійку k_B – зменшується в 1,14 раз; коефіцієнт відставання швидкості винесення добрив у лійку від осьової швидкості витків шнека μ_b – збільшується в 1,5 рази; фактична норма внесення Q_F – збільшується в 3,35 рази.

Список літератури

1. Артемьев В.Г. Пружинно-транспортующие рабочие органы сельскохозяйственных машин: Учебное пособие / В.Г. Артемьев. – Ульяновск, СХИ, 1995. – 200 с.
2. Бендера І.М. Проектування сільськогосподарських машин: Навч. посібник / І.М. Бендера, А.В. Рудь, Я.В. Козій та ін. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2010. – 640 с.
3. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
4. Войтюк Д.Г. Теорія сільськогосподарських машин: Практикум: Навч. посібник / Д.Г. Войтюк, С.С. Яцун, М.Я. Довжик; За ред. С.С. Яцуна. – Суми ВТД «Університетська книга», 2008. – 201 с.
5. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» / За ред. М.І. Черновола. Кн. 1: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.

Визначення залежності щільності солом'яних брикетів від часу

Ю.І Семірненко, доц., канд. техн. наук, С.Л. Семірненко, здобувач
Сумський національний аграрний університет

На відміну від Росії та Білорусі, в Україні відсутня необхідна кількість деревини для використання її в енергетичних цілях, оскільки лісистість України складає близько 12 %. Тому основним постачальником енергетичної біомаси в нашій країні є сільське господарство. Причому, основу цього потенціалу складає фітомаса - приблизно 53 %. Значну частину від вказаної фітомаси складає солома озимих культур, використання якої в енергетичних цілях можливе лише при зберіганні в ущільненому вигляді [1].

В результаті дослідження процесу брикетування подрібненої соломи встановлено, що в ході ущільнення можна відмітити три етапи [2]. На першому - з системи витісняється повітря, деформація соломи відбувається при дуже малих навантаженнях. Другий етап характеризується інтенсивним розвитком пружно-пластичних деформацій і швидким збільшенням тиску пресування. На третьому етапі стискається вже сформований моноліт, в якому переважають пружні деформації при різко зростаючому тиску. Після зняття навантаження деформації змінюються з часом, що пов'язано з наявністю пружної післядії.

Тому, нами були проведені експериментальні дослідження по визначенню залежності щільності брикетів соломи озимої пшениці від часу. Дослідження проводились при подрібненні соломи до 10 – 15 мм при тиску пресування 110 МПа і вологості 14%.

Для визначення зміни щільності солом'яних брикетів досліди проводились на проміжку часу 0 – 5 годин після брикетування з інтервалом 0,5 години до 1 години, та з інтервалом 1 година на проміжку 1 – 5 годин. По результатам дослідів була знайдена залежність (рис. 1).

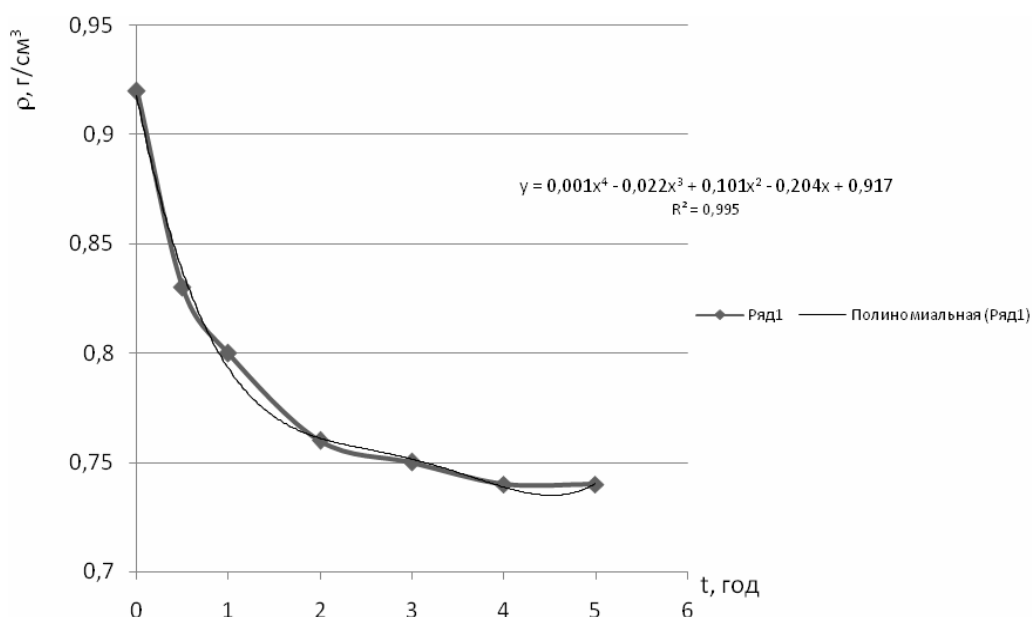


Рисунок 1 – Залежність щільності брикетів із соломи озимої пшениці (W=14%) від часу (0 – 5 годин) при фракції 10 – 15 мм та тиску пресування 110 МПа

Проаналізувавши залежність щільності брикетів із соломи озимої пшениці від часу після пресування можна зробити висновок, що за першу годину щільність зменшилась на 0,12 г/см³, а за наступні 3 години – на 0,06 г/см² і на протязі наступної години не змінювалась. Тобто, за 4 години щільність брикетів соломи зменшилась на 19,5 %.

Проведення наступних дослідів мало на меті визначення зміни щільності солом'яних брикетів на протязі трьох діб з інтервалом після брикетування 6 годин до 12 годин і в подальшому з інтервалом 12 годин.

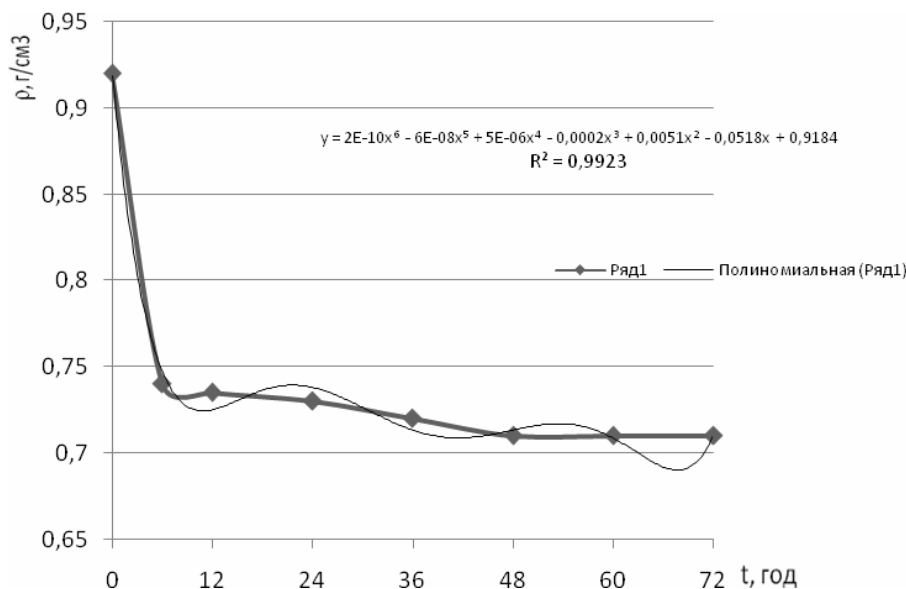


Рисунок 2 – Залежність щільності брикетів із соломи озимої пшениці (W=14%) від часу (0 – 72 год) при фракції 10 – 15 мм та тиску пресування 110 МПа

По результатам досліджень була побудована залежність (рис. 2), з якої видно, що з часом йде зниження щільності брикетів і на протязі перших 6 годин вона зменшується на 0,18 г/см². За наступні 66 годин зменшення щільності буде складати приблизно 3,3% від початкової щільності солом'яних брикетів, тобто зменшиться на 0,03 г/см³.

Список літератури

1. Концепція розвитку біоенергетики в Україні / Г.Г. Гелетуша, Т.А. Железна, С.В. Тишаєв та ін. Ін-т технічної теплофізики НАН України, 2001. – 14 с.
2. Механизация приготовления кормов: Справочник / В.И. Сыроватка, А.В. Демин, А.Х. Джалилов и др.; Под общ. ред. В.И. Сыроватка. - М.: Агропромиздат, 1985. - 351 с.

Технология обкатывания роликами трапецеидальных резьб и архимедовых червяков методом огибания

Д.П. Морозов, магистр.,
Б.И. Бутаков, проф., д-р техн. наук
Николаевский государственный аграрный университет

Кинематика известного способа обкатывания детали роликом заключается во вращении ролика вокруг своей оси и в поступательной подаче его вдоль профиля обкатываемой поверхности из положения I в положение I' (рис. 1, a). При переменной кривизне профиля детали по мере подачи ролика изменяется приведенная кривизна в точке контакта: $1/R_{np} = 1/R_0 + 1/r_p$, а это приводит к снижению качества обкатанной поверхности, так как нарушается условие оптимизации усилия обкатывания. Радиус кривизны ролика r_p при известном способе обкатывания должен быть заведомо меньше наименьшего радиуса вогнутого участка профиля детали, что ограничивает допустимую подачу и снижает тем самым производительность процесса. Способ обкатывания огибанием заключается в том, что точка контакта ролика (рис. 1, $a, б$) с деталью по мере его перехода в положение I' перемещается по детали в процессе взаимного огибания их профилей. Обкатывание, таким образом, происходит как в плоскости качения - поперечного сечения ролика, - так и в плоскости подачи его осевого сечения. Профиль ролика при обкатывании огибанием [1] может иметь в общем случае переменную кривизну, согласованную с кривизной детали так, что в каждой точке обеспечиваются оптимальные условия их контакта. В частности, при этом способе может обеспечиваться одинаковая приведенная кривизна профилей ($R_{np} = \text{const}$), что позволяет использовать постоянное рабочее усилие, достаточно большие подачи и гарантирует при этом качество поверхности и высокую производительность процесса. Кроме того, обкатывание огибанием позволяет более равномерно загрузить рабочую поверхность роликов за счет постепенного смещения точки их контакта с деталью вдоль профиля осевого сечения, причем смещение обеспечивается и при обкатывании деталей с прямолинейной образующей, например винтовых поверхностей.

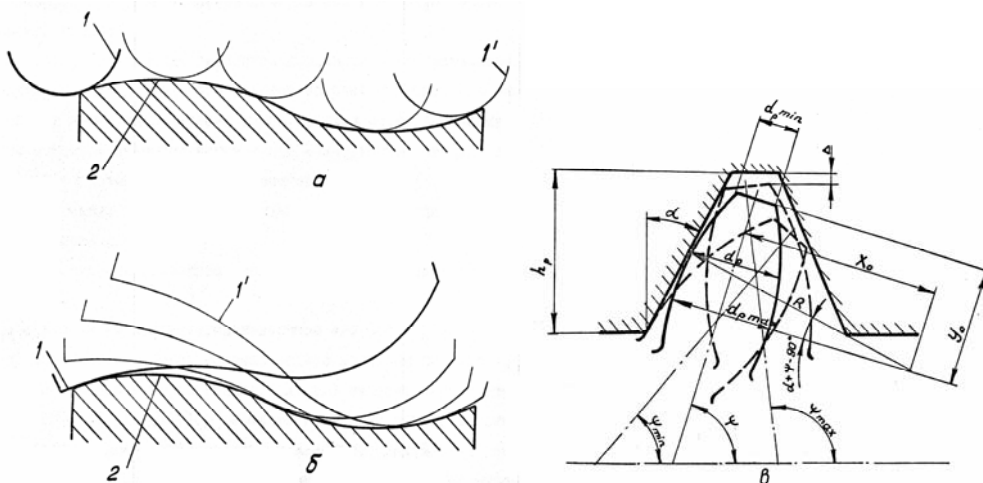


Рисунок 1 – Схемы обкатывания деталей роликами с подачами продольной (a) и огибанием ($б$), а также схема расчета приведенного диаметра ролика и угла огибания ($в$): 1- ролик; 2 – деталь

Значение этого факта особенно велико для увеличения стойкости роликов малого диаметра. Схема обкатывания огибанием резьбы концевым роликом показана на рис. 1, в. Ролик подается поворотом его оси в плоскости осевого сечения детали. Форму ролика - радиус кривизны профиля, положение оси и торца ролика (x_o, y_o) относительно центра кривизны O - определяют исходя из режима обкатывания, прочности и размещения ролика во впадине обкатываемой резьбы. Угол огибания, необходимый для деформации витка по всей высоте образующей профиля резьбы в случае огибания без проскальзывания [1], составляет

$$\varphi = \frac{h_p - \Delta - 2[r_p \sin(\alpha + \psi_{\max}) - x_o] \cos \psi_{\max}}{r_p \cos \alpha}.$$

где Δ - гарантированный зазор между роликом и деталью; ψ_{\max} конечный угол контакта ролика с деталью,

$$\psi_{\max} = \pi - [\alpha + \arccos(y_o / r_p)]. \quad (1)$$

В процессе огибания изменяется диаметр ролика, контактирующий с резьбой. Его величина определяется в связи с координатным углом ψ :

$$d_p = 2[r_p \sin(\alpha + \psi) - x_o] \quad (2)$$

и достигает максимума при $\psi = 90^\circ - \alpha$: $d_{p\max} = 2(r_p - x_o)$. Радиус кривизны ролика в сечении, проведенном нормально к образующей резьбы, учитывают при определении усилия обкатывания, полагая расчетный диаметр ролика

$$d_p = 2[r_p - x_o / \sin(\psi + \alpha)]. \quad (3)$$

Наиболее ответственными узлами механизмов являются винтовые и червячные пары. В настоящее время проблема повышения долговечности винтовых и червячных пар оборудования, работающего в условиях большой запыленности остается весьма острой. В значительной степени эту проблему можно решить за счет повышения качества поверхностей винтов и червяков.

Большая глубина впадины профиля резьб при незначительной ширине впадины создает трудности при чистовом нарезании их по всей глубине профиля. Низкая виброустойчивость системы станок - резец - деталь не позволяет получить требуемую шероховатость поверхности, соответствующую $R_a = 0,16 \dots 1,25$ мкм (ГОСТ 2789-73). Чаще всего достигается шероховатость $R_z = 10 \dots 40$ мкм. Для получения требуемой шероховатости винтовой поверхности резьбы и червяки подвергаются поверхностному пластическому деформированию с помощью накатывания или обкатывания роликами. Резьбы метрические, трапецеидальные с шагом не более 8 мм и червяки с модулем $m < 3$ мм накатываются роликами, имеющими профиль накатываемой резьбы, без предварительного нарезания их резцами [2, 3]. Известные способы обкатывания предварительно прорезанных резьб и червяков роликами резьбового профиля с небольшой положительной кривизной в осевом сечении детали также пригодны для обработки резьб с небольшим шагом [4].

Для обработки после предварительного нарезания резцом более крупных резьб с шагом $P_v = 8 \dots 16$ мм, но с небольшой по отношению к ширине впадины глубиной профиля и червяков с модулем $m = 3 \dots 5$ мм, в целях обеспечения интенсивной деформации металла поверхностного слоя при сравнительно небольших усилиях

обкатывания (5-6 кН), допустимых на средних металлорежущих станках, применен способ обкатывания огибанием коническим консольным роликом.

Оптимальным с точки зрения наибольшей производительности при обкатывании является максимальный радиус кривизны профиля ролика. Ограничения на величину радиуса накладываются в связи с усилием, допускаемым механизмом подачи станка и прочностью роликов на изгиб. Для трапецеидальных резьб и червяков с шагами до 16 мм возможно применение роликов с прямолинейной образующей. В этом случае огибание в пределах угла $\pm 30'$ необходимо для компенсации погрешностей резьбы и колебаний жесткости системы станок - инструмент - деталь.

Устройство, показанное на рис. 2, состоит из рабочего ролика 5, установленного на подшипниках в рычаге 2, имеющем возможность поворачиваться на небольшой угол вокруг оси 3 в пазу ползуна 7. Последний находится в направляющих корпуса 1 и через рычаг 15 связан с пружиной 13, сжатие которой регулируется гайкой 14. Верхний конец пружины упирается через опорную планку 11, ось 9 на кронштейны 8. Изменение углового положения оси ролика (подача огибанием) при обкатывании достигается вращением регулировочных винтов 4 и 6. Во время обкатывания устройство крепится в резцедержателе станка. Для обкатывания правой или левой стороны витка резьбы шпилька 12 устанавливается соответственно на левый или правый конец рычага 15. Когда ролик 5 войдет в контакт с винтовой поверхностью, между гайкой 10 и опорной планкой 11 должен быть зазор величиной 0,5 - 1 мм. Каждая сторона витка обкатывается за пять проходов. При первом и втором проходах ролик устанавливается так, что между образующими поверхностями резьбы и ролика создается клиновидный зазор с углом около $30'$, расширяющийся в направлении дна впадины, а зазор между дном впадины и торцом ролика составляет 0,5 мм. Для третьего и четвертого проходов ролик поворачивают вращением винтов 4 и 6 до совмещения образующих резьбы и ролика. Перед последним проходом создают клиновидный зазор, расширяющийся к наружной поверхности резьбы так, чтобы ролик мог деформировать поверхность витка, прилегающую ко дну

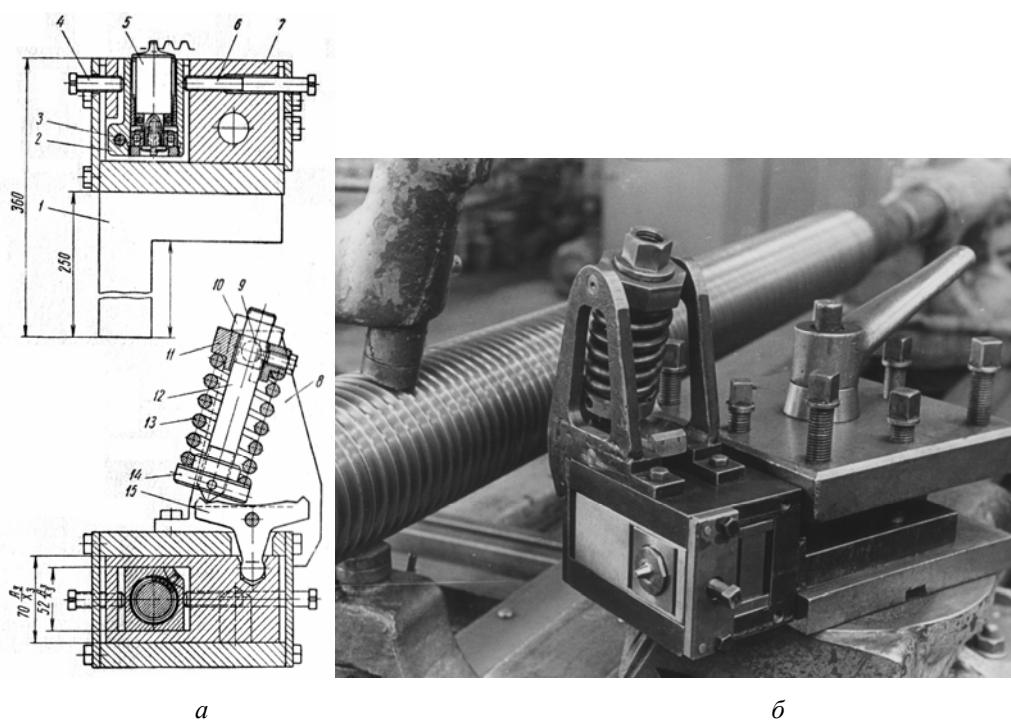


Рисунок 2 – Схема (а) и общий вид (б) устройства для обкатывания трапецеидальных резьб и червяков с шагом 8... 16 мм

впадины. С помощью этого устройства обкатывают трапецеидальные резьбы ходовых винтов металлорежущих станков, кантователей опок, станов холодной прокатки труб при капитальном ремонте. При нарезании винтов длиной до 11000 мм резцами вследствие малой жесткости детали удается получать шероховатость поверхности только $R_z = 20...40$ мкм. Обкатывание проводят за пять проходов на каждую сторону профиля резьбы. Подачу осуществляют на угол $30'$ осуществляют перед каждым проходом ролика, кроме последнего. Усилие обкатывания в зависимости от шага резьбы изменяют в пределах 5 - 7 кН. Скорость обкатывания - 35 м/мин. После обкатывания шероховатость поверхности резьбы соответствует $R_a = 0,63$ мкм.

Перед внедрением процесса в производство был обкатан специально изготовленный отрезок ходового винта токарного станка 1К62 с шагом 12,7 мм и длиной 1000 мм. Длина винта и угол профиля резьбы замерялись до и после обкатывания. Длина измерена на оптиметре с точностью 0,001 мм. В результате обкатывания удлинение винта не обнаружено. Искажение угла профиля за счет смятия кромки не превышает $5'$.

При обкатывании стандартных резьб с шагами более 16 мм использование роликов с прямолинейным профилем невозможно вследствие ограничения усилий возможностями станков, а для некоторых специальных резьб и червяков с увеличенной глубиной впадины из-за недостаточной прочности роликов. В этих случаях применяют устройства с роликами, имеющими конечный радиус кривизны. Такое устройство показано на рис. 3.

Устройство предназначено для работы на токарном станке с высотой центров 300 мм. Ролик 4, установленный в рычаге 3, может поворачиваться в корпусе 1 на цапфах 2. Осью 19 рычаг 3 шарнирно соединен с винтом 18, несущим пружину 14, сжатую гайками 12 и 15 между втулками 13 и 16. Рычаг 10, свободно качающийся на оси 9, имеет такие же плечи, как рычаг 3. Один конец рычага 10 шарнирно соединен с рычагом 3, а второй упирается в одну из копирных линеек 8. Корпус 1 устройства устанавливается вместо резцедержателя станка, а копирные линейки 8 крепятся к каретке 7, которая при настройке перемещается винтом 5 по направляющим, закрепленным на плотовине плиты 6. Огибание профиля сопровождается проскальзыванием ролика по обкатываемой поверхности.

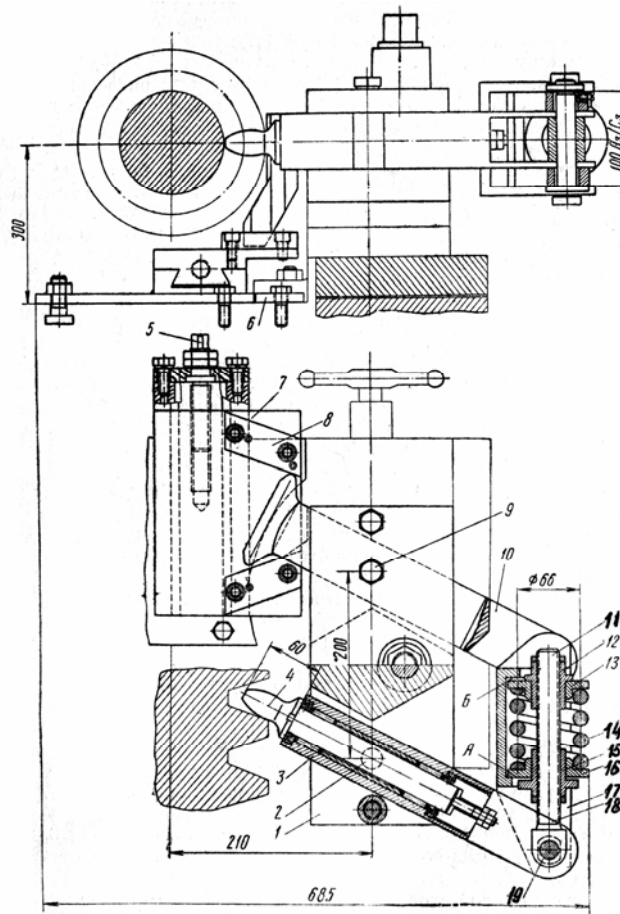


Рисунок 3 – Однороликовое устройство для обкатывания
огибанием резьб и червяков с шагом более 16 мм

В этой связи изменяется угол огибания $\varphi = \psi_{\max} - \psi_{\min}$. Каждому значению координатного угла ψ (рис. 4) соответствует расстояние x_1 точки контакта M на образующей резьбы от ее наружной поверхности

$$x_1 = O_1M = \frac{(r_e - y_M + d_p |2ctg \psi) \sin \psi - r_e + h_p - \Delta}{\cos \alpha}.$$

Здесь r_e - расстояние от оси поворота ролика до его вершины; Δ - гарантированный зазор при обкатывании между вершиной ролика и дном впадины резьбы.

Учитывая, что $y_M = y_o + R \cos(\psi + \alpha)$ и принимая во внимание уравнение (2), получаем

$$x_1 = \frac{(r_e - y_e) \sin \psi - x_o \cos \psi - r_e - \Delta + h_p + r_p \sin \alpha}{\cos \alpha}. \quad (4)$$

Минимальное значение угла $\psi = \psi_{\min}$ при наличии проскальзывания определится при $x_1 = 0$:

$$\sin \psi_{\min} = \frac{(r_p \sin \alpha + h_p - \Delta - r_e)(y_o - r_e) - x_o \sqrt{(r_e - y_o)^2 - (r_p \sin \alpha + h_p - \Delta - r_e)^2 + x_o^2}}{(r_e - y_o)^2 + x_o^2}. \quad (5)$$

Максимальное значение угла $\psi = \psi_{\max}$ определится по (1).

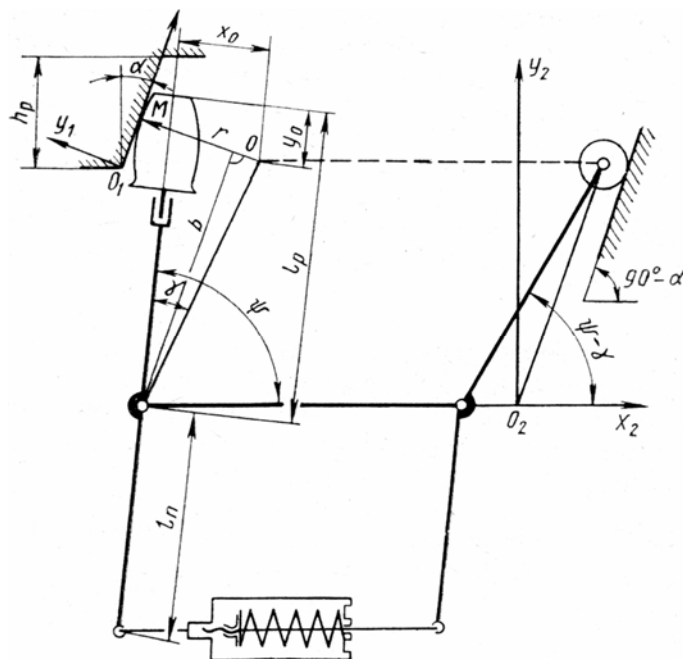


Рисунок 4 – Схема расчета подачи угла огибания и плеча усилия обкатывания

В связи с изменением диаметра ролика согласно (2) оптимальное усилие обкатывания, выбранное в зависимости от геометрических размеров ролика и детали и твердости по Бринеллю обкатываемого материала, не остается постоянным. Конструкция устройства позволяет автоматически изменять усилие за счет коррекции формы копирных линеек.

Испытание устройства для обкатывания червяков $m = 20$ мм проводилось на станке ТВ-30. Шероховатость поверхности перед обкатыванием соответствовала $R_z = 20 \dots 40$ мкм, после обкатывания $R_a = 0,32 \dots 0,63$ мкм. Скорость обкатывания 35-40 м/мин. Подача по профилю резьбы для $r_p = 63$ мм, $s_{x_1} = 1$ мм/х д.

Список литературы:

1. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сыроев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов – Киев: Наук. думка, 1995-256 с.
2. Писаревский М. И., Семин М. Т., Лапин В. В. Современная технология и оборудование для накатывания резьб, червяков и зубьев. Обзор.— М.: НИИМАШ, 1980.— 76 с.
3. Мисоужников В. М. Накатывание червяков и шлицев // Прогрессивные методы изготовления, отделки и упрочнения металлических деталей пластическим деформированием.— М: Машгиз, 1962.— С. 81—89.
4. Цветков П. А., Горешников Н. А. Технология изготовления глобoidных червячных пар. Передовой научно-технический и производственный опыт.— М.: ГОСИНТИ. № 6—63—637/126, 1963.— 56 с.

Исследование и разработка технологии обкатывания роликами тормозных шкивов

А.В.Поставнюк, магистр.,
Б.И. Бутаков, проф., д-р техн. наук
Николаевский государственный аграрный университет

При эксплуатации буровых установок наблюдается растрескивание рабочей поверхности тормозных шкивов, что снижает их долговечность. После некоторого времени работы буровой установки многочисленные трещины покрывают контактную поверхность шкивов и служат очагами их усиленного износа. Интенсивное развитие трещин нередко приводит к разрушению шкивов и к аварийной остановке машины [1].

Трещины в тонком поверхностном слое шкива возникают и развиваются в результате резких изменений в нем температуры. Цикличность нагрузки из-за промежутков между колодками и их неравномерной приработки приводит к усталостному развитию трещин в направлении, перпендикулярном силе торможения вдоль образующей тормозного шкива. Конструкция шкивов буровой лебедки показана на рис. 1. Шкивы изготавливаются из литых заготовок стали 35ХНЛ. Напряженное состояние материала шкивов во время работы связано с наличием остаточных напряжений, возникших в процессе изготовления и эксплуатации шкивов. Значительная роль остаточных напряжений подтверждается тем, что шкивы разрушаются обычно не в процессе торможения, а через некоторое время после остановки лебедки. В это время шкивы остывают и остаточные напряжения в их поверхностном слое резко возрастают. О том, что в шкивах как вновь изготовленных, так и бывших в эксплуатации, имеются значительные остаточные напряжения, можно судить по данным табл. 1. В таблице приведена величина прогиба шкивов после разрезки их вдоль образующей цилиндрической поверхности.

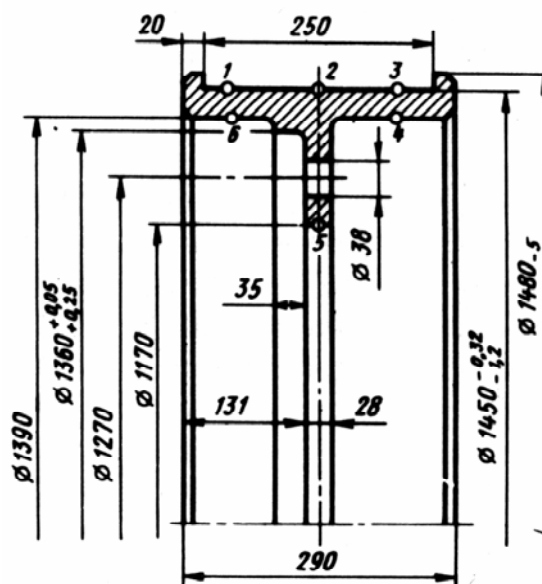


Рисунок 1 – Тормозной шкив буровой лебедки У2-5-5

Прогиб f измерялся по расхождению двух маркированных образующих, нанесенных перед разрезкой шкива на расстоянии 200 мм друг от друга. Разрезали шкив с помощью газа в середине между образующими. Вновь изготовленные шкивы имеют прогибы 20-30 мм, соответствующие изгибающему моменту 20-32 кН·м. После эксплуатации шкивов эти величины значительно возрастают. Прогибы достигают 50-90 мм, свидетельствуя об увеличении в поверхностных слоях шкивов остаточных напряжений растяжения. Увеличение растягивающих напряжений вблизи поверхности шкивов в результате работы тормоза подтверждается также уменьшением посадочного диаметра шкивов, которое приводит к заклиниванию их на барабане лебедки. Чтобы снять такой шкив, приходится его разрезать.

Для создания сжимающих остаточных напряжений, препятствующих растрескиванию поверхностного слоя шкивов, обкатали роликом их контактную поверхность. Обкатывание выполнялось универсальным однороликовым устройством [2] на карусельном станке. Режимы обкатывания и прогиб шкивов после разрезки приведены в табл. 1 и на рис. 2.

Обкатывание заметно уменьшает прогиб, а при усилии обкатывания

Таблица 1 – Деформация обкатанных шкивов после разрезки

Усилие обкатывания в кН	Радиус профиля ролика в мм	Число проходов при обкатывании	Скорость обкатывания в м/мин	Прогиб f в мм (расхождение краев после разрезки)	Изгибающий момент в кН·м
22,8	20	2	85	-8,75	-9,2
22,8	20	2	85	-7,2	-0,75
22,8	20	2	35	2,6	2,73
22,8	20	1	85	-7,15	-7,5
22,8	16	2	85	-2,92	-3,06
22,8	63	2	85	7,3	7,65
70	10	2	85	13,5	14,2
94	10	2	85	17,4	18,3

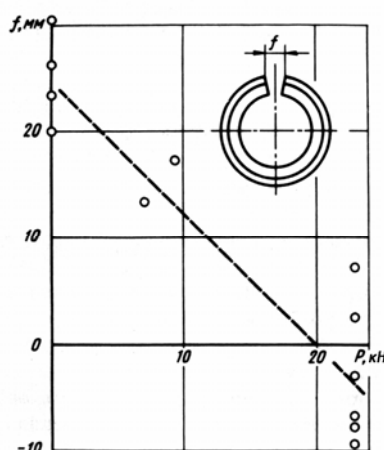


Рисунок 2 – Зависимость прогиба шкивов при разрезке от усилия обкатывания роликом контактной поверхности

более 20 кН нередко изменяет направление прогиба. Однако деформация при разрезке характеризует лишь общую, усредненную картину напряженного состояния шкивов. Между тем большой интерес представляет распределение остаточных напряжений по сечению шкива, в особенности их величина в поверхностном слое, где зарождаются и развиваются трещины. Для построения эпюр остаточных напряжений в сечении шкива было проведено экспериментальное исследование. Данные табл. 1 показали, что напряжения в заготовках шкивов могут изменяться в широких пределах. Поэтому напряжения после различных видов обработки желательнее сравнивать на одной и той же детали.

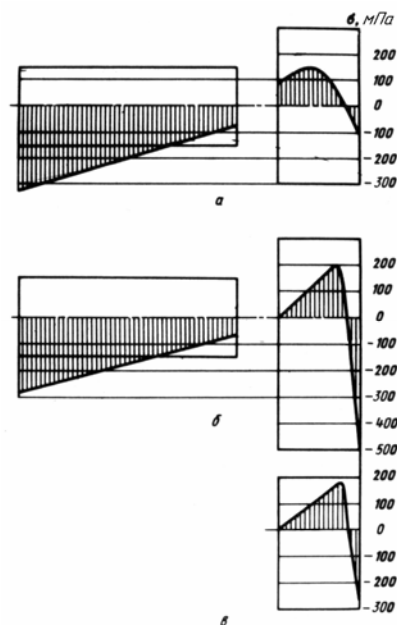
Один из шкивов после механической обработки и протачивания реборд до диаметра 1450 мм был обкатан роликами на участках, прилегающих к торцам. Режимы обкатывания указаны в первой и шестой строках табл. 1. Первый режим - упрочняющий, второй - чистовой [2]. Ширина обкатанных участков равнялась 100 мм. В средней части шкива оставался необкатанный участок той же ширины. Обод обработанного таким образом шкива был отделен от фланца и разрезан на три кольца шириной 80мм.

Чтобы определить напряжения, кольца послойно обтачивали до толщины 15-17 мм. Всего сточено пять слоев по 3-4 мм. Деформации замеряли с помощью тензометрических датчиков сопротивления, укрепленных в тангенциальном и осевом направлениях с внутренней поверхности на четырех участках колец. Напряжения подсчитывали по методике, изложенной в работе [3] для дисков.

Несмотря на небольшое отношение (0,05) трещины колец к диаметру, осевые напряжения в кольцах сохранились и вызвали при обточке дополнительные деформации. Поэтому в показания тангенциальных датчиков внесены соответствующие поправки.

После обточки кольца разрезали по образующей с замером деформаций. Предполагают, что напряжения в оставшейся части колец распределены линейно. Чтобы учесть ту часть остаточных напряжений, которая высвобождается при разделении обода и фланца, были определены напряжения в двух других шкивах, один из которых подвергнут обкатыванию роликом, а второй не обкатан. После отрезки фланцы шкивов также разрезали по образующей, а по замеренной деформации вычислили напряжения. Эпюры суммарных остаточных напряжений приведены на рис. 3.

Дополнительно на одном из шкивов методом нанесения канавок с применением тензометрических датчиков сопротивления [4] были определены остаточные напряжения до и после упрочнения обкатыванием роликами. Для исследования на шкиве выбрали два участка, отстоящих один от другого на четверть окружности; на каждом из этих участков намечено шесть точек (см. рис. 1). В каждой из точек размещено по четыре датчика в тангенциальном направлении, а в точке 2, кроме того, четыре датчика в осевом направлении.



а – после механической обработки по серийной технологии; б – после обкатывания с упрочняющим режимом; в – после обкатывания с чистовым режимом

Рисунок 3 – Эпюры остаточных напряжений в изготовленных тормозных шкивах

Учитывая предполагаемый большой градиент остаточных напряжений, возникающих в процессе обкатывания, надрезы в точках 1, 2 и 3 были сделаны ступенями по 2, 4 и 6 мм для оценки распределения напряжений по глубине. Усредненные величины остаточных напряжений, найденные методом нанесения канавок, приведены в табл. 3. Эти результаты подтверждают в целом данные, полученные методом обточки и разрезки шкивов.

Оценка изгибающих моментов по соответствующим эпюрам остаточных напряжений (см. рис. 3) показывает, что их порядок соответствует величинам, указанным в табл. 1, для шкивов, не бывших в эксплуатации. После механической обработки у наружной поверхности шкива наблюдаются сжимающие остаточные напряжения до 140 МПа. С увеличением глубины напряжения меняют знак, достигая максимума при напряжении около 150 МПа, и затем постепенно снижаются.

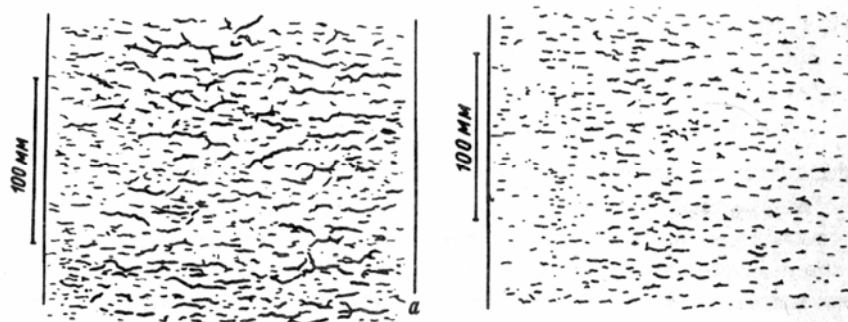
Обкатывание роликами приводит к увеличению сжимающих тангенциальных и осевых напряжений соответственно от 490 и 530 МПа в поверхностном слое и повышает уровень растягивающих напряжений в нижележащих слоях до 200 МПа, сдвигая их максимум к наружной поверхности. Абсолютные осевые остаточные напряжения в поверхностном слое выше, чем тангенциальные.

Остаточные напряжения во фланцах обкатанного и серийного шкивов различаются незначительно. Однако в необкатанном шкиве они несколько выше и могут достигать 300 МПа у внутренней поверхности. Образование больших сжимающих напряжений во фланце шкива объясняется двукратной разницей в толщине фланца и средней части обода во время заключительной стадии термической обработки заготовок шкивов - охлаждения в воде после нагрева до температуры отпуска.

Для испытания в эксплуатации обкатанные шкивы устанавливали на лебедки У2-5-5 в паре с серийными, где они работали с тормозными колодками из ретинакса ФК-24А. В процессе бурения контактная поверхность шкивов периодически осматривалась, причем фиксировались радиальный износ шкивов, количество и размер

трещин на произвольно выбранном участке шириной 100 мм. На рис. 4 показана поверхность шкивов, отработавших 117 спуско-подъемов.

Шкивы испытывались в различных климатических зонах. В частности, две пары шкивов проверяли в зимних условиях при температуре воздуха минус 55°. Следует отметить сложность создания вполне идентичных условий работы шкивов в паре, а также субъективный характер визуальной оценки результатов испытаний. Это заставляет относиться к ним достаточно осторожно. Тем не менее, приведенные данные позволяют сделать вывод о полезности обкатывания роликами как средства уменьшения растрескивания рабочей поверхности шкивов. Полученный эффект был достигнут в результате обкатывания роликом шкивов при изготовлении. При работе лебедки по мере износа шкивов и многократного, иногда значительного нагрева их поверхности



а – серийного шкива; б – шкива, обкатанного роликом

Рисунок 4 – Контактная поверхность тормозных шкивов после 117 спуско-подъемов

остаточные напряжения сжатия от обкатывания неизбежно снимаются. Поэтому, чтобы в полной мере использовать возможности обкатывания роликом, следовало бы периодически восстанавливать сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое повторным обкатыванием.

Список литературы:

1. Сб. статей «Производство крупных машин». Технология механической обработки и сборки. Вып. XXV. – М.: Машиностроение. - 1975. – 232 с.
2. Браславский В. М. Обкатывание роликами фасонных поверхностей. — «Станки и инструмент», 1968, № 8, - С. 19—21.
3. Кобрин М.М., Дехтярь Л.И. Определение внутренних напряжений в цилиндрических изделиях. – М.: Машиностроение. - 1965. – 175 с.
4. Михайлов О.Н. Определение остаточных напряжений методом канавки. Сб. статей «Производство крупных машин». Вып. XIX. – М.: Машиностроение. - 1969. - С. 53 – 63.

Аналіз конструкцій мийних машин для картоплі

Р.М. Мисковець, ст., В.Ф. Дідух, проф.
Луцький національний технічний університет

Картопля є одним з основних продуктів харчування, а також важливим і практично незамінним кормом для худоби. Крім того, вона є цінною технічною культурою. Вміст сухих речовин у картоплі становить 25% з яких 16...20% припадає на крохмаль. З 1 га посівної площі культура забезпечує у 2,5...3 рази більший вихід сухої речовини, ніж пшениця, жито, овес, або ячмінь. Бульби картоплі містять багато вуглеводів, білків, вітамінів та інших поживних речовин, необхідних для харчування. Зокрема, білок визначається високою біологічною цінністю, оскільки включає незамінні амінокислоти, зокрема валін, лізин та інші.

Як сировина картопля водночас є продуктом харчування, високоякісним кормом для худоби та сировиною для переробної промисловості.

Також у поєднанні з іншими кормами картоплю застосовують для годівлі практично всіх видів тварин і птиці.

Певні проблеми при зберіганні і підготовці картоплі до згодовування спричиняє забруднення. При існуючих технологіях збирання, коренебульбоплоди практично ніде не очищаються від налиплого на них ґрунту, тобто закладаються на зберігання такими, якими їх зібрали з поля. Забрудненість картоплі може досягати 20...28%, а згідно з зоотехнічними вимогами при згодовуванні коренебульбоплодів тваринам забрудненість не повинна перевищувати 3%.

Для усунення даної проблеми у кормо виробництві застосовують миття. Процес миття полягає у відділенні від бульб картоплі бадилля, каміння, а також грудок і дрібних частинок ґрунту, які до них прилипили.

Способи миття поділяються на: гідродинамічний вплив рідини, механічний вплив рідини та

Вплив звукових та ультразвукових коливань.

У кормо виробництві та переробній промисловості для миття картоплі застосовують лопатеві, барабанні, шнекові, відцентрові, струменеві, валкові, щіткові, вентиляторні, елеваторні та вібраційні мийні машини. Найсуттєвішими недоліками машин даних типів є: великі затрати часу на миття, значна витрата води та енергії при незначному ступені відмивання, та травмування картоплі.

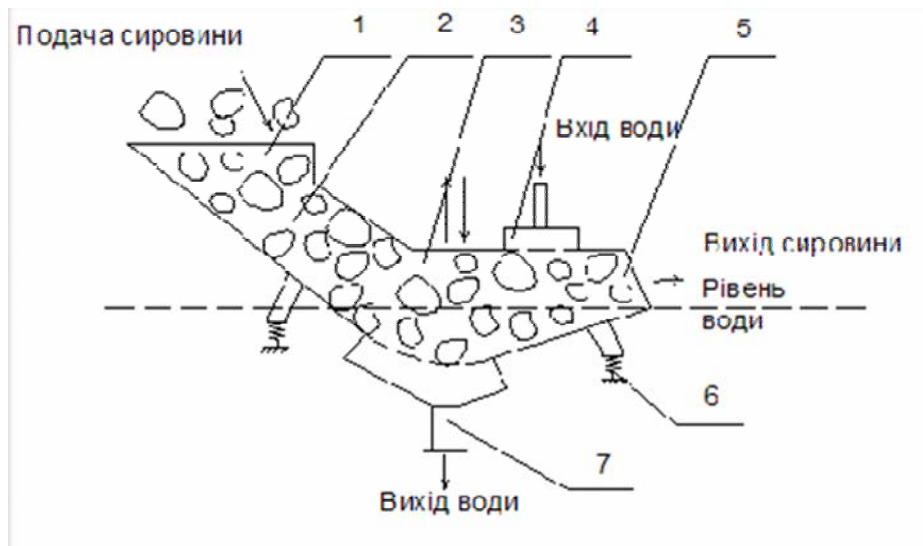
Найпоширенішими й найкращими є щіткові та вібраційні мийні машини.

Типовим представником щіткових мийних машин є Т1-КУМ 3 транспортно-мийним пристроєм якої є валковий транспортер.

Коренебульбоплоди піддаються дії щіток, перетираються між собою і ополіскуються на протязі руху в мийці. Щітки виготовляються з матеріалу стійкого до стирання і необхідної пружності. Кутова швидкість обертання щіток може бути різною, а напрям обертання щіток - у бік вивантаження картоплі.

Але щіткові мийні машини мають складну конструктивну будову, високу метало- та енергоємність.

Цікавим представником вібромилок є машина ЕВК (рис. 1).



1 – завантажувальний бункер; 2 – завантажувальне коліно; 3 – робоча камера; 5 – вивантажувальне коліно; 6 – патрубок відводу забруднень; 7 – пружини

Рисунок 1 – Вібромийка картоплі ЕВК

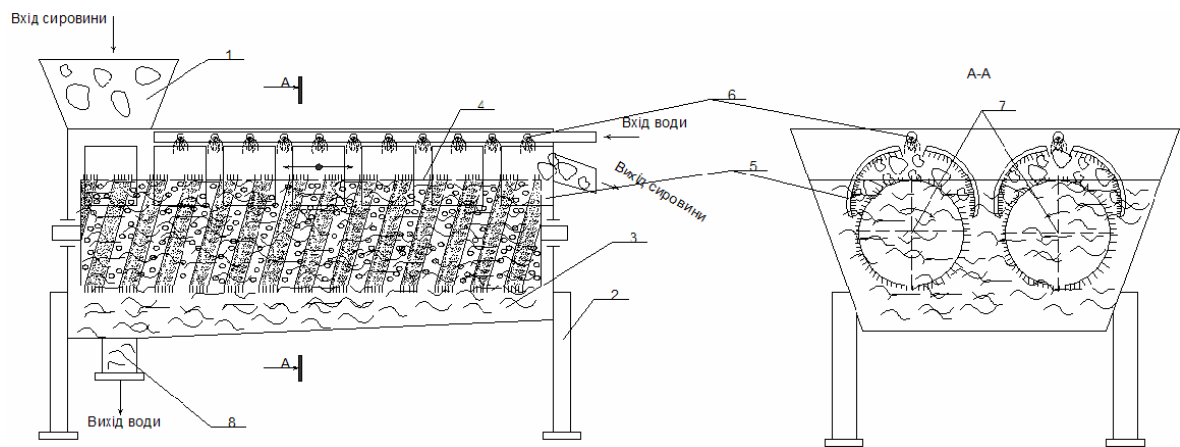
Робоча камера мийки виконана таким чином, що в зоні інтенсивної обробки збільшується термін перебування картоплі. Принцип дії вібромийки ЕВК базується на використанні вібраційної дії не тільки для забезпечення співударів і вібропереміщення бульб одна відносно одної і води, але й для транспортування вздовж мийки.

Найбільшими недоліками вібраційних миючих машин є травмування продуктів і великі затрати часу на їх миття.

Таким чином, враховуючи найбільш позитивні конструктивні особливості у вище перелічених машин, пропонується конструкція вібраційної мийної машини, яка поєднає два види роботи її аналогів, а саме вібраційних і щіткових. Схема розробленої машини зображена на рис. 2. Вібраційна щіткова мийна машина складається із завантажувального лотка 1, рами 2, на якій встановлена мийна ванна 3, всередині якої розташовано транспортно-мийний пристрій 4, вібраційний щітковий пристрій 5 та душовий колектор 6. У нижній частині мийної ванни є зливний патрубок 8 для відведення брудної води. Транспортно-мийний пристрій включає два гвинтові транспортери 7, гвинтова навивка яких виконана із м'якого матеріалу для уникнення пошкоджень бульб, твірна вала гвинта - перфорованою.

Робочий процес даної машини проходить таким чином. Картопля із завантажувального бункера потрапляє на гвинтові транспортери, що обертаються один назустріч одному і якими вона переміщається вздовж мийної ванни, заповненої водою. При транспортуванні бульби піддаються дії вібраційного щіткового пристрою, в результаті чого відбувається їх тертя об поверхню щіток та одна відносно одної та відділення налиплого ґрунту. Ополіскування попередньо помитої картоплі здійснюється водою, що подається душовим колектором.

В порівнянні з машинами аналогами у неї простіша конструкція, менша метало – та енергоємність, вища продуктивність і нижча собівартість, а головне продукти під час миття менше травмуються. Машина може застосовуватись у сільськогосподарській, переробній та харчовій промисловості.



1 – завантажувальний лоток; 2 – рама; 3 – мийна ванна; 4 – транспортно-мийний пристрій; 5 – вібраційний щітковий пристрій; 6 – душовий колектор; 7 – гвинтові транспортери; 8 – зливний патрубок

Рисунок 2 – Вібромийна машина

Исследование и разработка технологии обкатывания огибанием роликами цилиндрических и конических зубчатых колес

И.А. Молдован, магистр. гр. М 5,
Б.И. Бутаков, проф., д-р техн. наук
Николаевский государственный аграрный университет

Механическая обработка крупномодульных зубчатых колес в тяжелом машиностроении осуществляется на зубофрезерных и зубодолбежных станках, обеспечивающих шероховатость поверхности зубьев $R_z = 20 \div 40$ мкм. Чаще всего для снижения шероховатости зубья шестерни подвергают шабрению или прикатке с абразивными пастами.

Методы поверхностного пластического деформирования, которые позволяют резко повысить качество поверхности, применяются при обработке крупномодульных шестерен еще недостаточно широко. Известны установки для окончательной обработки зубьев шестерен обкатыванием их зубчатыми валками [1]. Однако эффективная деформация поверхности зубьев зубчатыми валками возможна при сравнительно больших усилиях и потому этот способ в настоящее время применяют при обработке шестерен модулем до 10 мм. Еще меньшим модулем ($m \leq 5$ мм) ограничен способ получения зубьев шестерен при их холодном накатывании на круглой заготовке с применением специальных профиленакатных станков [2].

Для чистовой обработки крупномодульных шестерен предложено устройство [3], позволяющее обкатывать огибанием роликами зубья на зубодолбежных станках. Устройство для обкатывания цилиндрических шестерен модулем 12 мм и числом зубьев 26 показано на рис. 1. Рабочие ролики 1 (рис. 1, а) установлены в сепараторы 2 из антифрикционного материала и опираются на опорные ролики 3, смонтированные в рычагах 4. Конусность рабочих и опорных роликов подобрана таким образом, что образующие каждой пары пересекаются в общей точке, благодаря чему в опорном контакте скольжение исключается. Образующие рабочие роликов 1 устанавливаются вдоль формирующих кромок контура исходной рейки и охватывают зуб обкатываемой шестерни. Рычаги 4 соединены осями с корпусом устройства 9. Пружины 5 отжимают рычаги до упора в гайки 6, накрученные на шпильки 7. Гайки регулируются так, чтобы в момент соприкосновения роликов 1 с зубом шестерни между ними и рычагами 4 образовался гарантированный зазор 0,5 - 1,0 мм. Усилие обкатывания создается сжатием пружин 5 винтами 8. Во время прямого и обратного хода ползуна станка, к которому закреплен корпус 9 устройства, ролики 1 прокатываются вдоль образующих зуба обрабатываемой шестерни и оставляют на его поверхности два деформированных следа. По мере подачи стола станка с шестерней происходит процесс огибания эвольвентного профиля зуба роликами и постепенно обрабатывается вся рабочая поверхность зуба шестерни. Оптимальное усилие обкатывания выбирается по геометрическим размерам ролика и детали и твердости обрабатываемого материала [4].

Рассчитаем удвоенный радиус кривизны в нормальном сечении ролика ($2R_{кр} = D_p$) для каждой точки профиля обкатываемого зуба (рис. 1, в):

$$2R_{кр} = d / \cos \delta_k, \quad (1)$$

где d_p - текущий диаметр ролика;

δ_k - половина угла конуса ролика.

Текущий диаметр ролика d_p соответствующий углу φ поворота шестерни, определяется зависимостью

$$d_p = d_{p,0} - 2x_{1(M)} \sin \delta_k \quad (2)$$

где $d_{p,0}$ - диаметр ролика в сечении, совпадающем с делительной окружностью шестерни:

$$x_{1(M)} = r\varphi \sin \alpha_s \quad (3)$$

Здесь α_s - торцевой угол зацепления косозубой шестерни. Подставив (3) в (2), получим

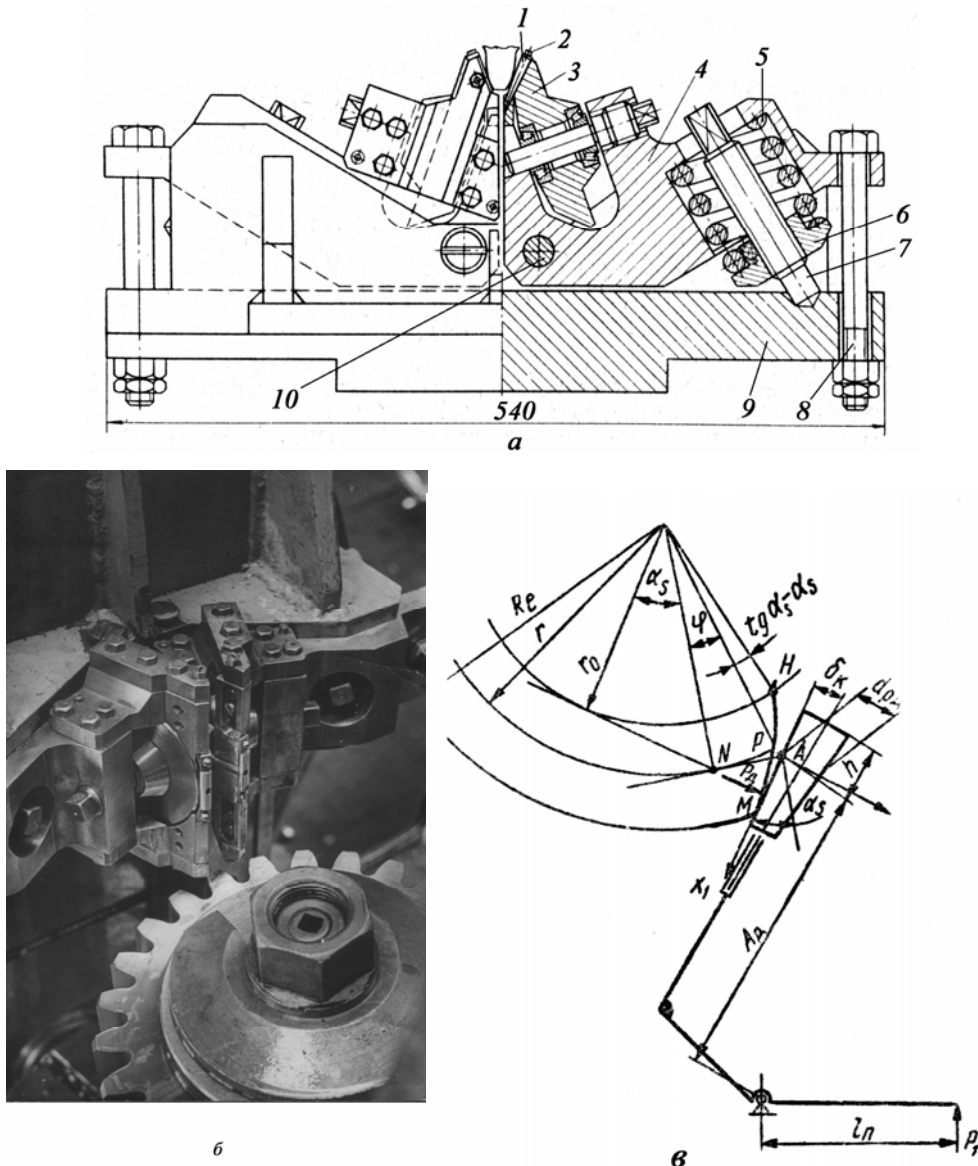


Рисунок 1 – Конструкция (а) и общий вид (б) устройства, схема расчета параметров процесса (в) для обкатывания роликами методом огибления цилиндрических шестерен

$$2R_{кр} = (d_{p,\delta} - 2r\varphi \sin \alpha_s \sin \delta_k) / \cos \delta_k. \quad (4)$$

Радиус кривизны эвольвенты зуба в поперечном сечении колеса в зависимости от φ определится по формуле $R_s = r \cos \alpha_s (\varphi + tg \alpha_s)$, радиус кривизны поверхности зуба косоугольного колеса в сечении, нормальном к образующей зуба -

$$R = r(\varphi + tg \alpha_s) \cos \beta_\delta \cos \alpha_s, \quad (5)$$

где β_δ - угол наклона зубьев косоугольной шестерни на делительной окружности.

Угол огибания принимает наименьшее значение при контактировании ролика с корнем зуба. При этом в соответствии с (3) имеем $\varphi_{min} = -h / r \sin \alpha_s \cos \delta_k$, где h - расстояние большего торца ролика от среднего сечения.

Наибольшее значение угла огибания $\varphi_{max} = tg \alpha_e - tg \alpha_s$, где $\alpha_e = \arccos[r \cos \alpha_s / R_e]$. Действительное усилие обкатывания

$$P_\delta = \frac{\Delta H \gamma_n l_n}{A_\delta / \cos \delta_k - x_1(M)}, \quad (6)$$

где ΔH - сжатие пружины;

γ_n - жесткость пружины;

l_n - плечо приложенного усилия P_n пружины;

A_δ - расстояние от оси поворота рычага до среднего сечения ролика.

Формулу (6) с учетом (2) запишем в виде

$$P_\delta = \frac{\Delta H \gamma_n l_n}{A_\delta / \cos \delta_k - r \varphi \sin \alpha_s}. \quad (7)$$

Оптимальная подача обкатывания выбирается в соответствии с приведенной кривизной детали и ролика в плоскости подачи. Кривизна ролика в нашем случае равна нулю. Радиус кривизны поверхности шестерни для любого φ определен по (5). Рассчитаем действительную подачу по профилю зуба при любом значении угла φ .

Длина участка эвольвенты HM в соответствии с [5] $S' = 1 / 2r_o (\varphi + tg \alpha_s)^2$. Скорость перемещения точки контакта ролика M по профилю зуба (подача обкатывания) находится из соотношения

$$s_{мин} = dS' / dt = r \cos \alpha_s \omega (\varphi + tg \alpha_s),$$

где ω - угловая скорость поворота шестерни в процессе обкатывания, $d\varphi / dt$.

Подача на 1 проход ролика составляет

$$s_\delta = s_{мин} / n_{\delta e.x} = r \cos \alpha_s (\varphi + tg \alpha_s) \omega / n_{\delta e.x}, \quad (8)$$

где $n_{\delta e.x}$ - число двойных ходов ползуна станка в единицу времени;

$\omega / n_{\delta e.x}$ - угловой поворот колеса на один двойной ход ползуна,

$$\omega / n_{\delta e.x} = 2L / Z_1 n_z m_s, \quad (9)$$

где L - длина хода стола (длина обката);

Z_1 - число зубьев шестерни;

n_z - число двойных ходов ползуна при обкатывании одного зуба.

Длина обката

$$L = \varepsilon \pi m_s + \Delta K, \quad (10)$$

где ε - коэффициент перекрытия косозубого реечного зацепления;

ΔK - врезание и перебег стола при обкатывании.

Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = \frac{Z_1 (\operatorname{tg} \alpha_e - \operatorname{tg} \alpha_s) + \frac{4(f_H - \xi)}{\sin 2\alpha_s}}{2\pi} + \frac{b_{ш} \operatorname{tg} \beta_\delta}{\pi m_s}, \quad (11)$$

где $b_{ш}$ - ширина шестерни.

Подставив (11) в (10), окончательно получим

$$L = \left\{ \frac{Z_1 (\operatorname{tg} \alpha_e - \operatorname{tg} \alpha_s)}{2} - \frac{2(f_H - \xi)}{\sin^2 \alpha_s} \right\} m_s + b_{ш} \operatorname{tg} \beta_\delta + \Delta K. \quad (12)$$

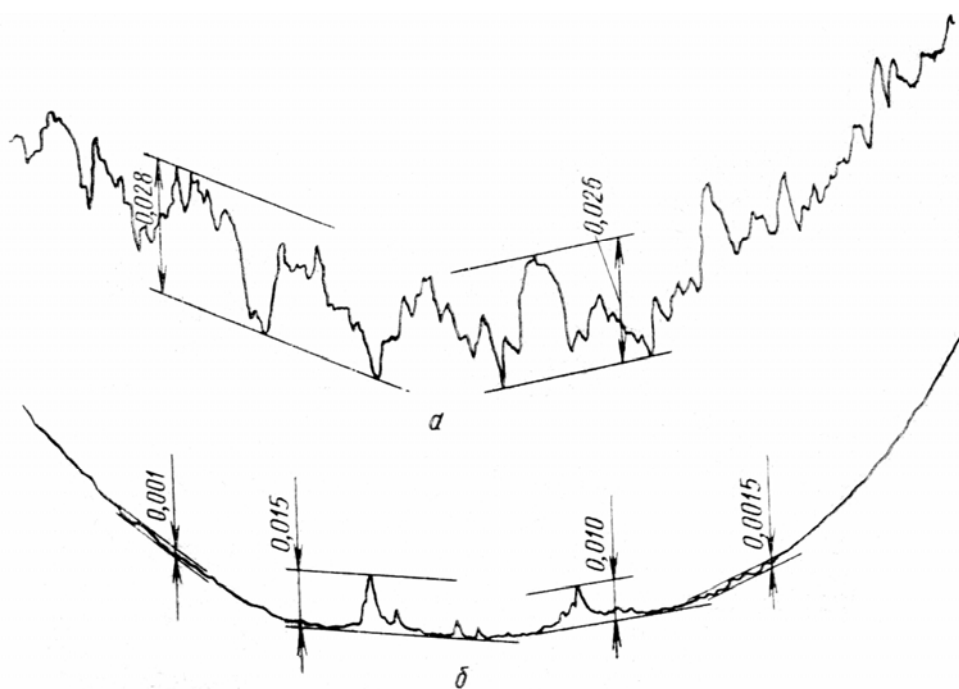
Подача стола станка на двойной ход ползуна

$$s_c = L / n_z. \quad (13)$$

В случае обкатывания прямозубых цилиндрических шестерен в формулах (7), (13) угол α_s заменяется углом α , модуль m_s - модулем m , угол $\beta_\delta = 0$.

Общий вид установки для обкатывания шестерни бурового насоса модулем $m = 12$ мм, $Z_1 = 26$ показан на рис. 1, б. Шестерня из стали 34ХН1М твердостью 180 НВ после обработки на зубострогальном станке (фирмы «Мааг») имела шероховатость зубьев $R_z = 26 \dots 30$ мкм и лишь на некоторых участках - $R_z = 10 \dots 18$ мкм. Обкатывание проводили на режиме чистового зубострогания при скорости 13 двойных ходов ползуна в минуту. Сжатие пружины ΔH рассчитано по формуле (6) из условия оптимизации усилия обкатывания при $\varphi = \varphi_{\max}$, чему соответствовало усилие $P = 4,5$ кН, выбранное в соответствии с [4] по $D_p = 2R_{кр}$ (4), $D_\delta = \infty, r_p = R$ (5) и 180 НВ.

В процессе обкатывания усилие P_δ уменьшается в связи с возрастанием плеча A_δ и при $\varphi = \varphi_{\min}$ составляет 3,6 кН, что несколько превышает необходимое усилие в точке контакта, соответствующей этому углу огибания. Подача стола $s_c = 3,3$ мм/двойных ходов позволяет получить действительную подачу s_δ роликов по профилю, изменяющуюся в пределах 1,2 - 0,31 мм/дв.ход, что соответствует расчетной подаче [4], связанной с кривизной профиля зубьев. Обкатывание каждого зуба завершается (как и чистовое нарезание) за 50 дв. ход ползуна. Обкатанные зубья имели шероховатость $R_a = 0,16 \dots 0,32$ мкм при наличии отдельных рисок глубиной до 0,015 мм в местах особенно грубых зарезов, см. рис 2. Для зубчатых колес модулем более 12 мм создание устройства подобного типа упрощается, что обусловлено увеличением размеров впадины между зубьями.



a – до обкатывания, *б* – после

Рисунок 2 – Шероховатость поверхности зубьев

Список литературы

1. Упрочнение пластическим деформированием крупномодульных зубчатых колес / Д. Л. Юдин, И. П. Зобнин, М. И. Найм и др. // Вестн. машиностроения.— 1970.— № 1,— С. 19—21.
2. Писаревский М. И., Семин М. Т., Лапин В. В. Современная технология и оборудование для накатывания резьб, червяков и зубьев. Обзор.— М.: НИИМАШ, 1980.— 76 с.
3. Браславский В. М., Бутаков Б. И. Обкатывание роликами зубьев крупномодульных шестерен // Вестник машиностроения.— 1973.— № 3.— С. 63—64.
4. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов.- Киев: Наук. думка, 1995. – 256 с.
5. Колчин И. И. Аналитический расчет плоских и пространственных зацеплений.— М.: Машгиз, 1949.— 349 с.

Аналіз конструктивно-технологічних схем зернозбиральних комбайнів і шляхи підвищення їх пропускної здатності

О.Л. Галапац, *ст. гр. ОСВ 41*,
М.С. Шведик, *доц., канд. техн. наук*
Луцький національний технічний університет

Думка про створення такої зернозбиральної машини, яка б одночасно скошувала і обмолочувала хліб, виникла ще за старих часів.

Вперше в світі "конною зерноуборку на корню" – праобраз сучасного зернозбирального комбайна - створив у 1868 р. російський агроном А.Р. Власенко. Ця машина зрізувала колосся, обмолочувала його і збирала зерно разом із збоїнами в окремий ящик. На свої кошти Власенко збудував дві такі машини і їх було використано до повного спрацювання.

Сучасні зернозбиральні комбайни можна класифікувати за такими ознаками:

- за призначенням;
- способом агрегування;
- напрямному руху хлібної маси в процесі дії на неї робочих органів;
- типу ходової частини;
- молотильно-сепаруючого пристрою.

Існуючі зернозбиральні комбайни мають низьку пропускну здатність (5...6 кг/с.), що затягує період збирання зернових культур до 20-30 днів і тим самим призводить до значних втрат зерна. Для більшості комбайнів характерним є й те, що після їхнього проходу на полі залишається в копнах солома, на збирання якої необхідні значні матеріальні, технічні і людські ресурси, що впливає на собівартість сільськогосподарської продукції. Крім цього, існуючі зернозбиральні комбайни мають вузький діапазон використання - не більше 30 днів протягом року під час обмолоту зернових культур, соняшнику або конюшини.

Разом з тим аналіз сучасного стану виробництва зернозбиральної техніки та забезпечення нею сільського господарства, без перебільшення показує, що він є критичним. Не дивлячись на наявність більш менш відпрацьованих конструкцій потужних самохідних збиральних машин, розгортання їх серійного виробництва стримується складністю і високою ресурсо- та капіталомісткістю збиральної техніки, а також зростаючою неплатоспроможністю сільськогосподарських виробників.

Відомо, що розтягування строків збирання і перестоювання зерна понад 10 днів призводить і до суттєвого зниження його біологічних, борошномельних, біохімічних та фізико-хімічних якостей. Проблему зменшення втрат зерна внаслідок розтягування строків збирання можна розв'язати збільшенням комбайнового парку, забезпечивши середнє навантаження на комбайн 150-170 га.

Для цього необхідне оновлення комбайнового парку з щорічною поставкою не менше 5 тис. комбайнів. Лише в такому випадку можна уникнути кризової ситуації. Проте придбання такої кількості комбайнів є практично нереальним через кризовий фінансовий стан більшості сільськогосподарських підприємств.

Значні втрати зерна допускаються внаслідок удару планок мотовила об стебла під час їх підведення до різального апарата. При цьому це найбільш цінне зерно, яке міститься в верхній частині колоска. Вона має найбільшу масу. Розрахунки показують,

якщо на 1 м² площі поля знаходиться 500 стебел з колосками і кожного колоска вибивається по 2 зернини, натура якого становить 50-60 г (1000 шт.), то втрати такого зерна складають не менше 5 ц/га.

Аналіз останніх досліджень та публікацій показує, що намагання підвищити продуктивність зернозбирального комбайна і розширити його функціональні можливості весь час наштовхується на дві проблеми, які досі не мають ефективного технічного вирішення - низька пропускна здатність молотарки і очистки. Ці робочі органи є основними і вони регламентують продуктивність комбайна.

Відсутність нетрадиційних шляхів розв'язання головної задачі - підвищення їх пропускної здатності, змушує конструкторів іти на збільшення ширини молотарки та довжини сепаратора. Однак такий шлях призводить до різкого зростання не тільки матеріаломісткості процесу, але і його енергомісткості. В той же час аналіз існуючих схем комбайнів показує, що цю проблему можна успішно розв'язати двома шляхами - застосуванням обчисування колосової частини або застосуванням двохярусного зрізу хлібної маси та роздільним обмолотом колосової частини і підгону.

Оригінальну конструкцію комбайна з обчисуванням хлібостою запропонував професор кафедри СГМ Кіровоградського НТУ Сисолін Петро Васильвич, яка зацікавила багатьох машинобудівників.

Подібні розробки ведуться і в нашому університеті, зокрема застосування комбайна з двохярусним зрізом і роздільним обмолотом колосової частини і підгону.

Перевагою останнього способу збирання зернових колосових культур є те, що комбайн виконаний з двома жатками і встановленим рулонним пресом забезпечує одночасно збирання, як зерна так і соломи. При цьому наявність пневмопідбирачавловлювача забезпечує не тільки підйом полеглого хлібостою, але й вловлювання зерна, яке вибивається планками мотовила.

Крім цього в такого комбайна розширюється діапазон його використання на інших роботах, таких як скошування трав з їх укладанням в валки, підбір сіна і льону з їх пресуванням в рулони, а також на транспортних роботах.

ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ СТУДЕНТІВ ТА МАГІСТРАНТІВ НА ВСЕУКРАЇНСЬКІЙ КОНФЕРЕНЦІЇ

*Підписано до друку 25.05.2011
Ум друк.арк. 4,1875. Тираж 100 прим.*

*© МОВ КДТУ, м.Кіровоград, пр.Університетський, 8.
Тел. 390-443, 390-380.*