

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

В І С Н И К
ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

ТЕХНІЧНІ НАУКИ

Випуск 156

«МЕХАНІЗАЦІЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА»

Харків 2015

УДК 631.171
ББК 40.71

Друкується за рішенням вченої ради Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка від 26.02.2015 р.,
протокол № 4

В збірник включені наукові праці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, провідних вищих навчальних закладів, науково-дослідних інститутів і підприємств, в яких відображені результати теоретичних і експериментальних досліджень.

Редакційна колегія:

Академік НААНУ, професор, д. т. н. **Тіщенко Л.М.** (відповідальний редактор); член-кореспондент НААНУ, професор **Мазоренко Д.І.**; професор, д. т. н. **Войтов В.А.**; професор, д. т. н. **Завгородній О.І.**; професор, д. т. н. **Лебедєв А.Т.**; професор, д. т. н. **Мельник В.І.**; професор, д. т. н. **Пастухов В.І.**; доцент, к. т. н. **Харченко С.О.** (заступник відповідального редактора); доцент, к. т. н. **Лук'яненко В.М.** (відповідальний секретар); професор, к. т. н. **Науменко О.А.**; професор, к. т. н. **Бакум М.В.**; доцент, к. т. н. **Кірієнко М.М.**

Технічний секретар: **Жиліна О.О.**

Відповідальний за випуск **Харченко С.О.**

Наукове фахове видання
Вісник Харківського національного технічного університету сільського
господарства імені Петра Василенка
Випуск 156

«Механізація сільськогосподарського виробництва»

ISBN 5-7987-0176 X

© Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2015 р.

АНОТАЦІЯ

Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (ХНТУСГ) включає статті, в яких приведені результати науково-дослідних робіт, проведених в університеті, а також в інших навчальних закладах України, на підприємствах, що мають сільськогосподарський профіль.

У вісник включені статті за напрямками: механотроніка технічних систем; тракторна енергетика; експлуатація машинно-тракторного парку; сільськогосподарські машини; якість, стандартизація та сертифікація; механізація тваринницьких ферм і безпека життєдіяльності. Вісник розрахований на наукових співробітників, викладачів, аспірантів, магістрів, студентів інженерно-технічних факультетів вузів сільськогосподарського профілю, фахівців сільськогосподарського виробництва.

АННОТАЦИЯ

Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенко (ХНТУСХ) включает статьи, в которых приведены результаты научно-исследовательских работ, проведенных в университете, а также в других учебных заведениях Украины, на предприятиях, которые имеют сельскохозяйственный профиль.

В вестник включены статьи за направлениями: механотроника технических систем; тракторная энергетика; эксплуатация машинно-тракторного парка; сельскохозяйственные машины; качество, стандартизация и сертификация; механизация животноводческих ферм и безопасность жизнедеятельности. Вестник рассчитан на научных сотрудников, преподавателей, аспирантов, магистров, студентов инженерно-технических факультетов вузов сельскохозяйственного профиля, специалистов сельскохозяйственного производства.

ABSTRACT

The bulletin of the Kharkiv national technical university of agriculture of the name of Peter Vasilenko (KHNTUSKH) includes the articles, in that the brought results over of the research works conducted in an university, and also in other educational establishments of Ukraine, on enterprises that have an agricultural profile.

In announcer the included articles after directions: mechanotronics engineering systems; tractor energy; exploitation of machine tractor park; agricultural machines; quality, standardization and certification; mechanization of stock-raising farms and safety of vital functions. An announcer is counted on research workers, teachers, graduate students, master's degrees, students of technical faculties of institutions of higher learning of agricultural profile, specialists of agricultural production.

ПЛАНИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА В ИССЛЕДОВАНИИ ПРОЦЕССА СЕПАРИРОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ РЕШЕТАМИ

Пивень М.В., к.т.н., доц.

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко)

Методом планування багатofакторного експерименту отримана математична модель процесу сепарування зернових сумішей циліндричними вібровідцентровими решетами.

Постановка проблемы. Сепарирование зерновых смесей в режимах высоких удельных загрузок приводит к увеличению толщины слоя смеси, что снижает эффективность процесса. Проходовые частицы не успевают выделиться из слоя и достигнуть поверхности решета, чтобы просеяться через его отверстия. В результате засоренность зернового материала возрастает, качество разделения снижается. Таким образом, для повышения эффективности сепарирования необходимо интенсифицировать внутрислойные процессы, называемые сегрегацией.

Анализ последних исследований и публикаций. В работе [1] установлены кинематические режимы работы цилиндрических виброцентробежных решет, интенсифицирующие сегрегацию. Однако при возрастании эффективности сегрегации наступает снижение просеваемости семян через отверстия решета. Это объясняется несоответствием оптимальных значений кинематических параметров для сегрегации и просеваемости.

Интенсификация сегрегации восходящим воздушным потоком исследована в работах [2, 3]. Применение воздушного потока уменьшает внутреннее трение смеси, увеличивает степень разрыхленности слоя, что способствует быстрому выделению частиц из слоя. Однако восходящий воздушный поток препятствует прохождению семян через отверстия решет.

Наиболее рационально интенсифицировать сегрегацию применением разрыхлителей зерновых смесей [4, 5]. Они сообщают дополнительные воздействия в смесь, разрыхляют ее и не препятствуют прохождению зерен сквозь отверстия решет. Однако в литературе отсутствуют исследования влияния разрыхлителей на процесс сепарирования.

Цель исследований – методом планирования эксперимента построить математическую модель процесса сепарирования зерновых смесей цилиндрическими виброцентробежными решетами с разрыхлителями.

Результаты исследований. Лабораторией послеуборочной обработки зерна ХНТУСХ имени Петра Василенка разработаны новые конструкции разрыхлителей в виде наваренных на поперечных перемычках ребер или выштампованных продолговатых рифлей (рис.1, а, б).

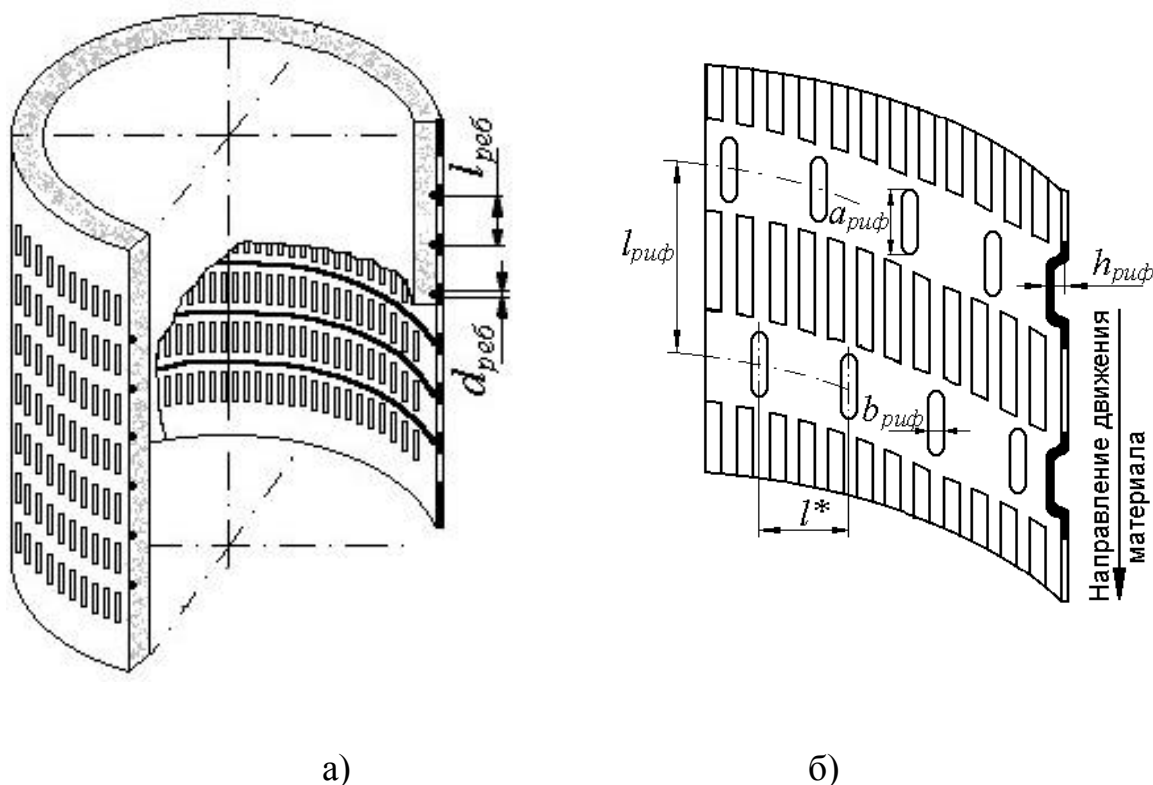


Рис.1 - Конструктивные схемы цилиндрических решет с разрыхлителями:

а – с ребрами; б – с рифлями

При вибрациях решета разрыхлители сообщают воздействия в смесь и разрыхляют ее, что способствует быстрому продвижению частиц из слоя к решетке. Ребра устанавливаются на подсевном решете (рис.1, а), так как его проходными частицами являются мелкие примеси и дробленое зерно не требующие ориентации перед просеиванием в отверстия. Рифли устанавливаются на сортировальном решете (рис.1, б), поскольку его проходными частицами являются мелкие зерна требующие продольной направленности. Размеры продолговатых отверстий подсевного решета $1,7 \times 16$ мм², сортировального $2,2 \times 20$ мм². Конструктивными параметрами разрыхлителей являются: диаметр ребер $d_{реб}$; расстояние между ребрами $l_{реб}$; высота рифлей $h_{риф}$; расстояние между рядами рифлей $l_{риф}$; расстояние между рифлями l^* ; ширина рифлей $b_{риф}$; длина рифлей $a_{риф}$.

Для исследования процесса сепарирования зерновых смесей с разрыхлителями была применена методика планирования многофакторного эксперимента [5]. Методика предусматривает проведение экспериментальных исследований в два этапа: построение математической модели изучаемого процесса и нахождение оптимальных значений его параметров.

В данной статье представлены результаты первого этапа исследований. За критерий оптимизации процесса сепарирования зерновых смесей с интенсификацией разрыхлителями принята удельная производительность, определяемая величиной удельной загрузки при заданной чистоте сходовой фракции. Кинематические параметры виброцентробежного сепаратора приняты

паспортными для обеспечения максимальной просеваемости. Их значения не варьировались и составляли: амплитуда колебаний решет – 6 мм; круговая частота колебаний – 94,2 рад/с; угловая скорость вращения решет – 11,77 рад/с.

Для сокращения числа опытов были проведены отсеивающие эксперименты. Установлено, что факторы ширина и длина рифлей – малозначащие и были исключены из дальнейшего рассмотрения. Порядок проведения опытов был следующим. Согласно матрицы плана устанавливалось одно из сочетаний уровней факторов. Производился пуск сепаратора и подавалась зерновая смесь озимой пшеницы естественного гранулометрического состава. После прохождения всей смеси и фиксирования затраченного времени определяли чистоту сходовой фракции $\varphi_{сф}$. При значении $\varphi_{сф}$ меньше необходимого уменьшали заслонкой подачу смеси при следующей повторности опыта. Получение (заданных) требуемых значений чистоты добивались при всех сочетаниях уровней факторов, влияющих на процесс решетного сепарирования. После этого определяли удельную производительность сепаратора, полученную при том или ином сочетании факторов. Перед проведением эксперимента были назначены уровни варьирования факторов и произведено их кодирование (табл.1).

Таблица 1 - Кодированные значения факторов

Уровень и интервал варьирования факторов	Факторы				
	диаметр ребер $d_{реб}$, мм	расстояние между ребрами $l_{реб}$, мм	высота рифлей $h_{риф}$, мм	расстояние между рядами рифлей $l_{риф}$, мм	расстояние между рифлями l^* , мм
	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
+1	1,5	42	1,1	42	25
0	1,0	21	0,7	21	15
-1	0,5	21	0,3	21	5
ϵ	0,5	21	0,4	21	10

Для нахождения оптимального сочетания выделенных факторов, дающего наибольшую удельную производительность, был проведен эксперимент, включающий 16 опытов, составляющих полуреплику полного факторного эксперимента типа 2^5 . После реализации эксперимента и расчета коэффициентов регрессии была получена линейная модель

$$Y=66,782+0,859x_1-2,549x_2+0,799x_3-0,831x_4-0,665x_5-2,754x_1x_2+0,831x_1x_3-0,211x_1x_4+3,838x_1x_5+0,051x_2x_3-1,374x_2x_4-1,336x_2x_5+2,639x_3x_4-0,597x_3x_5-0,969x_4x_5.(1)$$

Адекватность линейной модели проверялась с помощью критерия Фишера. По результатам статистического анализа вычислены значения дисперсии неадекватности $S_{LF}^2=0,1373$; дисперсии характеризующей ошибку

опыта $S_y^2=0,1426$; расчетного критерия Фишера $F_{расч}=0,0033$. Табличное значение критерия Фишера с числом степеней свободы $f_1 = N - k - 1 = 10$ и $f_2 = N(m - 1) = 32$ $F_{табл} = 2,18$. Как видно, $F_{расч} < F_{табл}$, поэтому гипотезу об адекватности линейной модели можно принять.

Значимость коэффициентов регрессии проверялась с помощью построения доверительного интервала. После сравнения абсолютных значений коэффициентов регрессии с абсолютной величиной их доверительного интервала установлено, что существенное влияние на показатель удельной производительности оказывают не только линейные эффекты, но и большинство их взаимодействий. Следовательно, модель нелинейна и гипотезу адекватности проверяли по второму критерию – равенство нулю коэффициентов при квадратичных членах регрессии (нуль-гипотеза). Установлено, что коэффициенты при квадратичных членах заметно отличаются от нуля, а исследуемая зависимость не является линейной. Следовательно, для описания результатов эксперимента линейная модель не может быть принята. В дальнейших исследованиях необходимо использовать планирование второго порядка. Методом крутого восхождения по поверхности отклика были установлены более благоприятные условия для проведения следующей стадии эксперимента. Результаты крутого восхождения приведены в табл.2.

Таблица 2 - Матрица крутого восхождения

Показатель		Факторы и их размерность							
		x_1	x_2	x_3	x_4	x_5			
1		2	3	4	5	6			
Коэффициенты регрессии линейных членов b_i		0,859	-2,549	0,799	-0,831	-0,665			
Произведение $b_i \varepsilon_i$		0,429	-53,52	0,319	-17,45	-6,65			
Шаг (соответствующий x_1 на 2 мм)		0,2	-24,93	0,15	-18	-3,09			
Округленный шаг		0,2	-21	0,2	-21	-3	Значение критерия оптимизации Y , кг/час·дм ²	$Y_{опт} = 75,90$	
Ном ер опы та	1	1,0	21	0,7	21	15			68,78
	2	1,2	21	0,9	21	12	72,34		
	3	1,4	21	1,1	21	9	75,90		
	4	1,6	21	1,3	21	6	71,20		

Для первого фактора x_1 был выбран единичный шаг равный 0,2 мм. Для получения шагов других факторов их произведение $b_i \varepsilon_i$ уменьшали во столько раз, во сколько уменьшалась $b_i \varepsilon_i$ для первого фактора при делении его на единичный шаг. Для удобства проведения опытов крутого восхождения значения шагов факторов округлялись в сторону уменьшения или увеличения. В силу конструктивных ограничений факторы x_2 и x_4 достигли минимальной величины, и варьировать ими невозможно. Поэтому их величина была зафиксирована и в дальнейших опытах оставалась на оптимальном уровне, соответствующем расстоянию между двумя соседними перемычками, равному 21 мм.

Результаты движения по градиенту дают основания предположить, что выбранный ранее центр эксперимента находится вблизи области оптимума, поскольку наилучшие результаты ($y=75,90$ кг/час·дм² при $X_1=1,4$ мм; $X_2=21$ мм; $X_3=1,1$ мм; $X_4=21$ мм; $X_5=9$ мм) получены уже после третьего опыта.

Описание области оптимума проводили исходя из результатов крутого восхождения. За центр эксперимента приняты уровни факторов, при которых получены наилучшие показатели критерия оптимизации. Кодированные значение факторов и уровни их варьирования приведены в табл. 3.

Таблица 3 - Факторы, интервалы и уровни их варьирования в экспериментах по описанию области оптимума

Уровень и интервал варьирования факторов	Факторы				
	диаметр ребер $d_{\text{реб}}$, мм	расстояние между ребрами $l_{\text{реб}}$, мм	высота рифлей $h_{\text{риф}}$, мм	расстояние между рядами рифлей $l_{\text{риф}}$, мм	расстояние между рифлями l^* , мм
	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
+2	1,8	42	1,5	42	15
+1	1,6	21	1,3	21	12
0	1,4	21	1,1	21	9
-1	1,2	21	0,9	21	6
-2	1,0	21	0,7	21	3
ε	0,2	21	0,2	21	3

Для описания области оптимума математической моделью был применен центральный композиционный униформ-рототабельный план второго порядка. При этом данные для построения матрицы плана равнялись: ядро плана $2^k=16$; число звездных точек $2k^*=10$; число нулевых точек $n_0=6$; общее число опытов $N=32$; величина звездного плеча $L=2,0$.

После реализации матрицы эксперимента и расчета коэффициентов регрессии получена математическая модель второго порядка

$$\begin{aligned}
Y = & 75,771 + 0,3348x_1 - 0,153x_2 + 0,2172x_3 - \\
& 0,0971x_4 + 0,257x_5 + 0,000625x_1x_2 + 0,00312x_1x_3 + 0,00187x_1x_4 - \\
& 0,00562x_1x_5 + 0,000625x_2x_3 - 0,000625x_2x_4 + 0,00187x_2x_5 + 0,00687x_3x_4 - \\
& 0,000625x_3x_5 + 0,000625x_4x_5 - 0,333x_1^2 - 0,211x_2^2 - 0,115x_3^2 - 0,134x_4^2 - 0,086x_5^2.
\end{aligned} \quad (2)$$

Для проверки гипотезы об адекватности модели второго порядка был проведен статистический анализ уравнения регрессии. По результатам анализа вычислены значения дисперсии неадекватности $S_{LF}^2 = 0,3746$; дисперсии характеризующей ошибку опыта $S_V^2 = 0,2203$; расчетного критерия Фишера $F_{расч} = 1,54$. Табличное значение критерия Фишера с числом степеней свободы $f_1 = 26$, $f_2 = 64$ составило $F_{табл} = 1,6$. Так как $F_{расч} = 1,54 < F_{табл} = 1,6$, гипотезу об адекватности описания уравнением (2) результатов эксперимента можно считать верной с 95%-ной вероятностью.

Значимость коэффициентов регрессии проверялась с помощью построения доверительного интервала. Расчет показал, что большинство коэффициентов уравнения можно считать значимыми с 95%-ной вероятностью.

Для использования уравнения (2) в качестве расчетной формулы произведено его раскодирование

$$\begin{aligned}
q = & 50,8485 + 24,970d_{реб} + 0,0122l_{реб} + 7,2746h_{риф} + 0,00573l_{риф} + 0,2724l^* + \\
& + 0,00015d_{реб}l_{реб} + 0,078d_{реб}h_{риф} + 0,00045d_{реб}l_{риф} - 0,0094d_{реб}l^* + \\
& + 0,00015l_{реб}h_{риф} - 0,0000014l_{реб}l_{риф} + 0,00003l_{реб}l^* + 0,0016h_{риф}l_{риф} - \\
& - 0,00104h_{риф}l^* - 0,00001l_{риф}l^* - 8,325d_{реб}^2 - 0,00048l_{реб}^2 - \\
& - 2,875h_{риф}^2 - 0,0003l_{риф}^2 - 0,0096l^{*2}.
\end{aligned} \quad (3)$$

Расчетные данные, полученные с помощью уравнения (3), хорошо согласуются с экспериментальными. Так, например, для опыта, проведенного при $d_{реб} = 1,6$ мм, $l_{реб} = 21$ мм, $h_{риф} = 1,3$ мм, $l^* = 21$ мм, $l_{риф} = 12$ мм по уравнению (3) нашли, что удельная производительность сепаратора должна быть 76,04 кг/час·дм². В результате эксперимента при данном значении факторов получена удельная производительность $q = 76,01$ кг/час·дм².

Вывод. Применением методики планирования факторного эксперимента, получена математическая модель процесса сепарирования зерновых смесей цилиндрическими виброцентробежными решетками, позволяющая исследовать влияние параметров разрыхлителей на удельную производительность сепаратора.

Список использованных источников

1. Гончаров Е.С. Оптимальная частота колебаний решет при обработке зерновых материалов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К.: Урожай, 1976. – Вып.33. – С. 19 – 25.
2. Космовский Ю.А. Сравнительные исследования сепарации семян в воздушном потоке и в псевдоожиженном слое для целей селекции семеноводства: Автореф. дис. ... канд. техн. наук :05.20.01 / ВИМ. – М., 1975. – 27 с.
3. Петренко Н.Н., Марченко И.В., Марченко К.Н. О возможности использования пульсирующего воздушного потока для воздушно-решетной очистки зернового вороха // Зб. наук. праць Кіровоградського державного технічного університету. – Кіровоград: КДТУ, 2002. – Вип.32. – С. 117 – 121.
4. Зерноочистительная сортировальная машина: А.с. 1282917 СССР, МКИ В07В 1/26 / Д.И. Мазоренко, Л.Н. Тищенко, С.В. Проценко (СССР). – №3924870/29-03; Заявл. 07.05.85; Опубл. 15.01.87, Бюл.№2. – 3 с.
5. Зерноочистительно-сортировальная машина: А.с.1256821 СССР, МКИ В07В 13/11 / Д.И. Мазоренко, Л.Н. Тищенко (СССР). – №3865513/29-03; Заявл. 11.03.85; Опубл. 15.09.86, Бюл. №34. – 3 с.
6. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рошин П.М. Планирование эксперимента в исследовании сельскохозяйственных процессов. – Л.: Колос, 1980. – 167 с.

Аннотация

ПЛАНИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА В ИССЛЕДОВАНИИ ПРОЦЕССА СЕПАРИРОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ РЕШЕТАМИ

Пивень М.В.

Методом планирования многофакторного эксперимента получена математическая модель процесса сепарирования зерновых смесей цилиндрическими виброцентробежными решетками.

Abstract

PLANNING EXPERIMENT IN RESEARCH OF THE PROCESS OF SEPARATION OF GRAIN MIXTURES BY VIBROCENTRIFUGAL SIEVES

M. Piven

The mathematical model of the process of separation of grain mixes by vibrocentrifugal cylindrical sieve has been devised in the article by multifactorial experiment planning method.

АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ ВЕРТИКАЛЬНО РОЗМІЩЕНОГО ГРУНТОРІЗАЛЬНОГО ЕЛЕМЕНТУ СОШНИКА З ГРУНТОВИМ СЕРЕДОВИЩЕМ

Мачок Ю.В., канд. техн. наук, Сало В.М., проф. д-р. техн. наук,
Лузан П.Г., доц., канд. техн. наук

(Кіровоградський національний технічний університет)

В статті акцентовано увагу на недостатній рівень теоретичних досліджень взаємодії вертикально розміщеного ґрунторізального елемента сошника з ґрунтовим середовищем. На основі проведеного силового аналізу обґрунтовано причину виникнення нерівномірності зносу в трьох характерних зонах зношування.

Постановка проблеми. Основними параметрами, які характеризують функціональні якості ґрунторізальних елементів сошників є: здатність до заглиблення; тяговий опір переміщенню в шарі ґрунту; ресурс; міцність; здатність збереження гостроти леза стабілізованого ґрунторізального профілю.

В процесі експлуатації ґрунторізальні леза полозів чи дисків сошників посівних машин піддаються інтенсивному абразивному зношуванню. Внаслідок механічної взаємодії з ґрунтом у їх поверхневому шарі виникають напруження і деформації, здатні викликати деструктивні процеси, активність яких залежить від сил тертя, властивостей матеріалів і зовнішнього середовища. Найбільш інтенсивне зношування металевих поверхонь виявляється при впливі на них твердих абразивних частинок або їх конгломератів мінерального походження (кварц, гірські породи тощо). Дані процеси викликають затуплення лез, що спричиняє підвищення нерівномірності загортання насіння за глибиною та зростання тягового опору сошників.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням процесів зношування лез лап культиваторів, лемешів плугів, анкерних та дискових сошників, викопуючих дисків бурякозбиральних комбайнів та керуванням даними процесами шляхом використання конструктивних та технологічних методів присвячені роботи М.І. Черновола, А.І. Бойка, О.В. Козаченка, В.М. Ткачова, В.В. Ауліна, В.М. Бобрицького [1-6] та ін.. Характерною ознакою зношування лез вказаних робочих органів є те, що лінія зносу переміщується практично паралельно початковій формі леза і за умови підтримання його гостроти не змінює своїх функціональних властивостей. Лише за настання певного критичного стану вони можуть бути вибракувані. Умови роботи вертикально розміщених ґрунторізальних елементів аналогічні умовам роботи лез зорієнтованих горизонтально чи під певним кутом до горизонту, але суттєво відрізняються характером їх спрацювання в силу того мають криволінійну робочу частину, через що несуть різне силове навантаження по товщині та ширині. Це леза полозовидних, кілевидних,

полозкових сошників.

Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми. На даний час ще не створено теорії, яка б в повній мірі розкрила механізм абразивного зношування вертикально розміщених лез у ґрунтовому середовищі.

Мета дослідження. Метою даної роботи є встановлення теоретичних залежностей впливу силового навантаження різних робочих зон вертикально розміщеного криволінійного ґрунторізального леза на величину зносу.

Виклад основного матеріалу. Реалізацію поставленої мети проведемо на прикладі полозкового сошника зернової сівалки [7]. Експериментальні дані свідчать, що при взаємодії полозу сошника з ґрунтом, можна виділити три характерні зони його зношування (рис. 1).

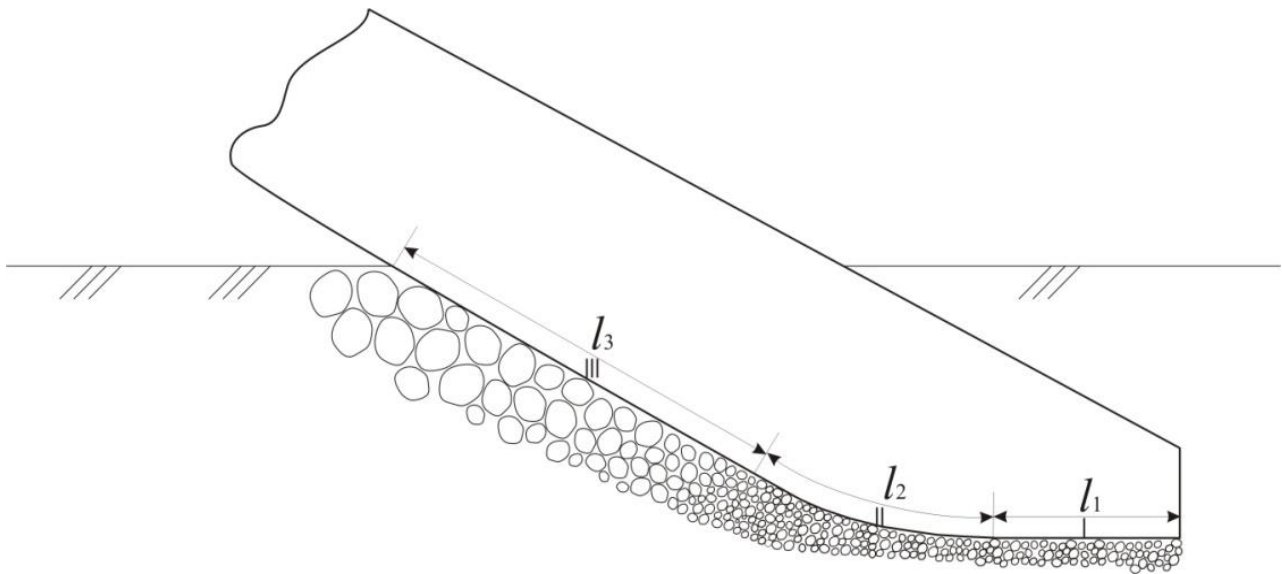


Рисунок 1 – Характерні зони зношування полозу полозкового сошника (I зона – довжиною l_1 , II зона – довжиною l_2 , III зона – довжиною l_3)

Процес зношування полозу сошника в характерних зонах розглянуто на основі рівняння Хрущова-Бабічева [8].

При цьому інтенсивність зношування пропорційна питомому навантаженню на поверхню тертя

$$\frac{dU}{dS} = Kp, \quad (1)$$

де U - лінійний знос;

S - напрацювання;

p – питоме навантаження на поверхню тертя;

K – коефіцієнт, який залежить від властивостей деталі та ґрунту.

Оскільки коефіцієнт K залежить від властивостей матеріалу деталі та ґрунту, то використовуючи метод розмірностей, маємо

$$K = \frac{\rho_m \mu R_a}{b E_m W \rho_{zp} k_{zp}}, \quad (2)$$

де ρ_m – густина матеріалу полозу сошника;

μ – коефіцієнт Пуассона матеріалу полозу сошника;

R_a – шорсткість робочої поверхні полозу сошника;

W – вологість ґрунту, %;

ρ_{zp} – щільність ґрунту, що взаємодіє з полозом сошника;

E_{zp} – модуль Юнга для матеріалу полозу;

b – ширина леза;

k_{zp} – коефіцієнт, що характеризує фізико-механічні та технологічні властивості ґрунту згідно з агровимогами.

Підставивши (2) в (1), маємо

$$\frac{dU}{dS} = \frac{\rho_m \mu R_a p}{b E_m W \rho_{zp} k_{zp}}. \quad (3)$$

Врахувавши в рівнянні (3) комплекс сил (рис. 2а), які діють на поверхню тертя, в першій зоні полозу і прийнявши, що розтягуючі сили – додатні, стискаючі – від’ємні, отримаємо

$$\frac{dU_1}{dS} = \frac{\rho_m \mu R_a}{b E_m W \rho_{zp} k_{zp}} \frac{1}{bl_1} (q_1 l_1 - R_{z1} \cos \varphi_1), \quad (4)$$

де q_1 – лінійне розподілення (питоме) навантаження I-ї зони полозу сошника від дії сили ваги;

l_1 – довжина I зони ($l_1 = 4,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$);

φ_1 – кут тертя ґрунту по металу;

R_{z1} – реакція на навантаження, що діє на сошник в зоні I.

Згідно II-го закону Ньютона для цієї зони маємо наступне рівняння

$$R_{z1} \sin \varphi_1 + F_{мер1} = m \frac{v^2 b}{2S}, \quad (5)$$

де $F_{мер1}$ – сила тертя, що діє на поверхню полозу полозкового сошника I-ї зони,

$$F_{мер1} = f R_{z1} \cos \varphi_1,$$

f – коефіцієнт тертя;

v – швидкість руху сошника.

Підставивши вирази деяких сил у рівняння (5), отримаємо

$$R_{z1} \sin \varphi_1 + f R_{z1} \cos \varphi_1 = \frac{m v^2 b}{2S}. \quad (6)$$

З останнього рівняння знаходимо R_{z1}

$$R_{z1} = \frac{mv^2b/2S}{(\sin \varphi_1 + f \cos \varphi_1)}. \quad (7)$$

Підставивши (7) в (4), отримаємо

$$\frac{dU_1}{dS} = \frac{\rho_m \mu R_a}{b^2 E_m W \rho_{zp} k_{zp} l_1} \left(q_1 \cdot l_1 - \frac{mv^2b}{2S(\sin \varphi_1 + f \cos \varphi_1)} \right) \quad (8)$$

Після інтегрування отримуємо

$$U_1 = \frac{\rho_m \mu R_a S}{b^2 E_m W \rho_{zp} k_{zp} l_1} \left(q_1 \cdot l_1 - \frac{mv^2b \ln S}{2S(\sin \varphi_1 + f \cos \varphi_1)} \right). \quad (9)$$

Розглянемо вплив силового навантаження (рис. 2б) на процесношування II зони полозу сошника.

Для точок цієї зони, враховуючи сили, які діють на неї, матимемо наступне рівняння

$$\frac{dU_2}{dS} = \frac{\rho_m \mu R_a}{b^2 E W \rho_{zp} k_{zp} l_2} (q_2 l_2 \cos \varphi_2 - R_{z2} \cos \varphi_2 - F_{мер2} \sin \varphi_2), \quad (10)$$

де R_{z2} – реакція від сили ваги, що діє на полоз в зоні II;

q_2 – питома навантаження для II зони полозкового сошника від дії сили ваги на 1 м його робочої довжини;

φ_2 – кут тертя ґрунту по металу;

l_2 – довжина II зони леза, ($l_2 = 4,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$).

Для наведеної схеми сил II закон Ньютона матиме вигляд

$$F_{мер2} \cos \varphi_2 + R_{z2} \sin \varphi_2 = m \frac{v^2 b}{2S}, \quad (11)$$

де $F_{мер2}$ – сила тертя, що діє на поверхню леза полозу сошника II зони,

$$F_{мер2} = f R_{z2}.$$

З останнього рівняння знаходимо вираз для R_{z2} , який підставляємо у рівняння (10)

$$\frac{dU_2}{dS} = \frac{\rho_m \mu R_a}{b^2 E W \rho_{zp} k_{zp} l_2} \left(q_2 l_2 \cos \varphi_2 - \frac{mv^2b \cos \varphi_2 (1 - f \sin \varphi_2)}{2S(f \cos \varphi_2 + \sin \varphi_2)} \right) \quad (12)$$

Після інтегрування маємо

$$U_2 = \frac{\rho_m \mu R_a S}{b^2 E W \rho_{zp} k_{zp} l_2} \left(q_2 l_2 \cos \varphi_2 - \frac{mv^2b \cos \varphi_2 (1 - f \sin \varphi_2)}{f \cos \varphi_2 + \sin \varphi_2} \cdot \frac{\ln S}{2S} \right) \quad (13)$$

Розглянемо сили, що діють на точки III зони (рис. 2в). Рівняння Хрущова-

Бабічева для цієї зони леза полозу сошника матиме вигляд

$$\frac{dU_3}{dS} = \frac{\rho_m \mu R_a}{b^2 E W \rho_{ep} k_{ep} l_2} (q_3 l_3 \cos \beta - R_{z3} \cos(\beta + \varphi_3) - F_{мер3} \sin \beta) \quad (14)$$

де R_{z3} - реакція на навантаження, що діє на сошник в зоні III;

q_3 - питоме навантаження для зони III полозу сошника від дії сили ваги на 1 м його робочої довжини;

φ_3 - кут тертя ґрунту по металу;

β - кут нахилу леза полозу до горизонту;

l_3 - довжина III зони леза полозу ($l_3 = 7,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$).

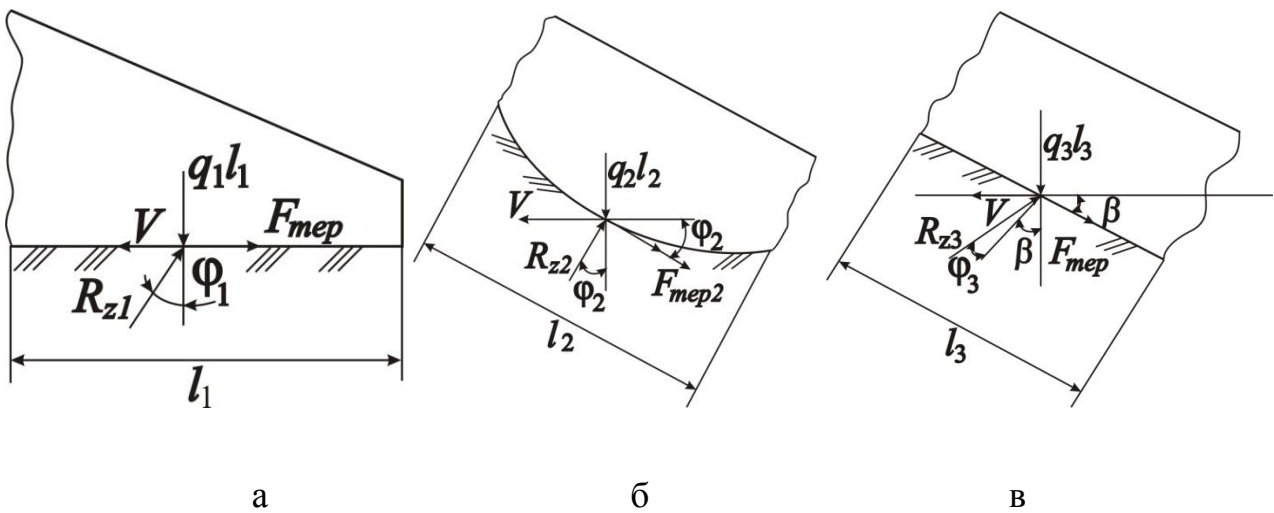


Рисунок 2 – Схема сил, що діють в точках: а – першої зони полозу сошника; б – II зони; в – III зони

Схема сил (рис. 2в) дає можливість скласти наступне рівняння динаміки

$$R_{z3} \sin(\beta + \varphi_3) + F_{мер3} \cos \beta = m \frac{v^2 b}{2S} \quad (15)$$

Якщо з рівняння (15) знайти R_{z3} і підставити у рівняння (14), то отримаємо

$$\frac{dU_3}{dS} = \frac{\rho_m \mu R_a}{b^2 E W \rho_{ep} k_{ep} l_3} \left(q_3 l_3 \cos \beta - \frac{m v^2 b (\cos(\beta + \varphi_3) + f \sin \beta)}{2(\sin(\beta + \varphi_3) + f \cos \beta) S} \right) \quad (16)$$

Після інтегрування маємо

$$U_3 = \frac{\rho_m \mu R_a S}{b^2 E W \rho_{ep} k_{ep} l_3} \left(q_3 l_3 \cos \beta - \frac{m v^2 b (\cos(\beta + \varphi_3) + f \sin \beta) \ln S}{2(\sin(\beta + \varphi_3) + f \cos \beta) S} \right) \quad (17)$$

Отримані формули (9), (13) та (17) для відповідних зон полозу сошника дають можливість побудувати залежність величини зносу від напрацювання

попередньо прийнявши, що швидкість руху постійна і властивості матеріалу полозу та зношуючі властивості ґрунту, є постійними, а профіль леза сошника є стабілізованим.

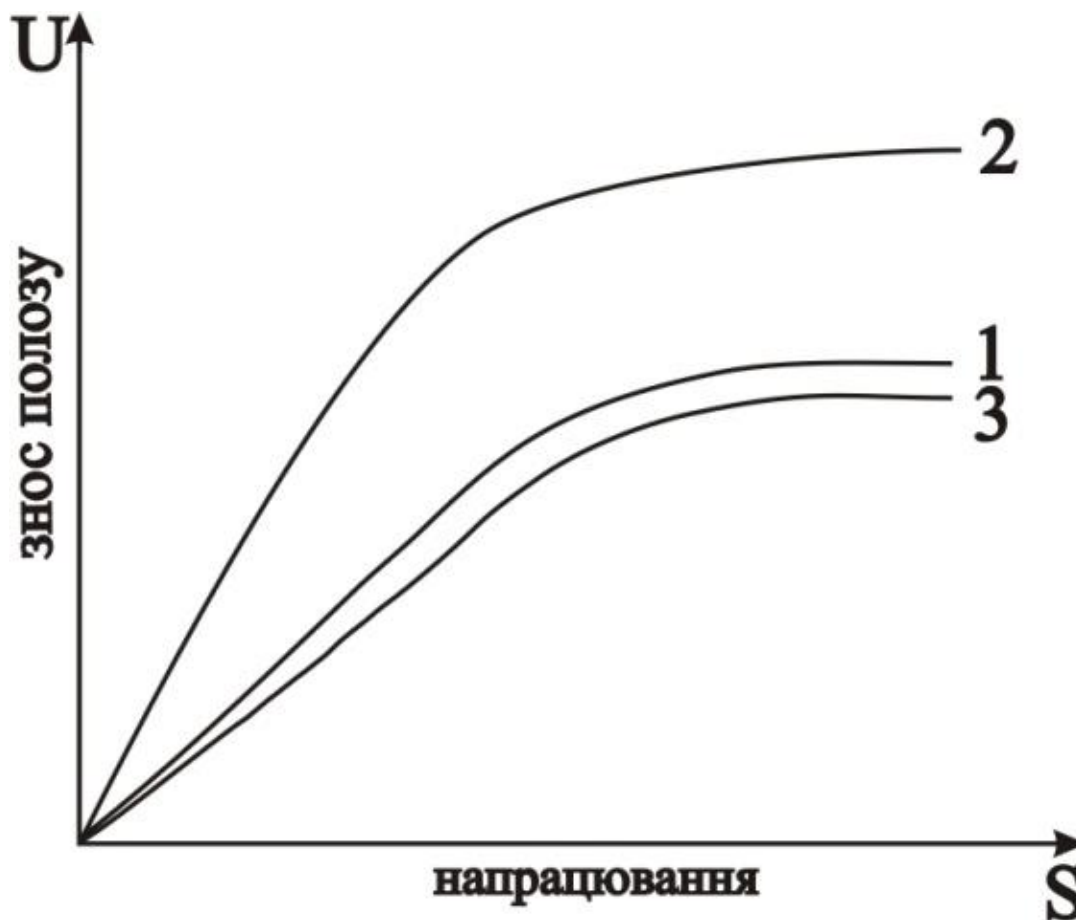


Рисунок 3 – Характерні залежності зносу полозу сошника від напрацювання при стабілізованому профілі леза:

1 – I - зона; 2 – II- зона; 3 – III- зона

Висновки. Аналіз аналітичних залежностей зносу свідчить, що максимальну величину зношування має II зона, а мінімальну – III зона. Таку відмінність процесу зношування полозу сошника можна пояснити тим, що сила R_z змінює напрямок дії у кожній зоні. В найбільш зношуваній II зоні вона діє на поліз по нормалі. Проведені дослідження дадуть змогу використати диференційований підхід до зміцнення леза з метою забезпечення його рівномірності протягом всього періоду експлуатації.

Список літератури

1. Аулін В.В. Керування характером та інтенсивністю зношування різальних частин робочих органів ґрунтообробних машин / В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, Т.М. Ауліна // Проблеми надійності машин та засобів механізації с.-г. виробництва: вісник ХДТУСГ, вип. 23.– Харків, 2004.– С. 270-273.

2. Бойко А.И. Исследование формы естественного износа монометаллических лезвий почвообрабатывающих машин. / А.И. Бойко, А.В. Балабуха // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КДТУ.– Кіровоград, 2000.– Вип. 6.– С. 78-82.
3. Бойко А.І. Аналіз розподілу зусиль на ріжучій частині ґрунтообробного робочого органу / А.І. Бойко, О.В. Балабуха // Вісник Тернопіль. держ. техн. університету.– 2000.– Т. 5.–№ 4.– С. 78-82.
4. Козаченко О.В. Дослідження по зміцненню леза дискових копачів коренезбиральної машини КС-6Б / О.В. Козаченко, О.В. Блезнюк // Зб. наук. праць. ВДАУ.- Вінниця: ВДАУ, 2005.- Вип.21.- С. 185-189.
5. Ткачев В.Н. Работоспособность деталей в условиях абразивного изнашивания / В. Н. Ткачев.- М.: Машиностроение, 1995.– 336 с.
6. Черновол М.И. Упрочнение и восстановление деталей машин композиционными покрытиями: учеб. пособие / М.И. Черновол.– К.: Вища школа, 1992.– 79 с.
7. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; за ред. М.І. Черновола.– К.: Урожай, 2001.– 384 с.
8. Хрущов М.М. Абразивное изнашивание / М.М. Хрущов, М.А. Бабичев.– М.: Наука, 1970.– 252 с.

Аннотация

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЕРТИКАЛЬНО РАСПОЛОЖЕННОГО ПОЧВОРЕЖУЩЕГО ЭЛЕМЕНТА СОШНИКА С ПОЧВЕННОЙ СРЕДОЙ

Ю. Мачок, В. Сало, П. Лузан

В статье акцентировано внимание на недостаточный уровень теоретических исследований взаимодействия вертикально расположенного почворезущего элемента сошника с почвенной средой. На основании проведенного силового анализа обосновано причины возникновения неравномерного износа в трех характерных зонах изнашивания.

Abstract

THE ANALYSIS OF INTERACTION OF VERTICALLY ALIGNED EARTH CUTTER COULTER ELEMENT WITH SOIL MEDIUM

Yu. Machok, V. Salo, P. Luzan

The article is focusing on insufficient level of theoretical researches of interaction of vertically aligned earth cutter coulter element with soil medium. Based on force analysis the reasons of uneven wear in three typical wear areas were explained.

**МОЖЛИВІ РЕОЛОГІЧНІ МОДЕЛІ РЕЛАКСАЦІЇ ҐРУНТІВ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ПРИ ЇХ
УЩІЛЬНЕННІ ТА ОБРОБЦІ ВІБРОПЛУГОМ**

Ловейкін В.С., д.т.н., професор, Човнюк Ю.В., к.т.н., доцент,
Національний університет біоресурсів і природокористування України,

Дяченко Л.А., к.т.н.,

*Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і
природокористування України «Ніжинський агротехнічний інститут»*

Запропоновані і обґрунтовані реологічні моделі релаксації ґрунтів сільськогосподарського призначення при їх ущільненні та обробці вібропługом. Визначені основні залежності в'язкості (ефективної в'язкості) від параметрів вібрації.

Постановка проблеми. Основна технологічна задача при ущільненні ґрунтів сільськогосподарського призначення або при їх обробці вібропługами, культиваторними лапами тощо полягає у приведенні ґрунтової суміші (сукупність твердої, рідкої та газоподібної фаз) у стан течії з метою заповнення заданого об'єму (форми) й граничного значення пористості шляхом видалення затиснутого повітря. Ця задача вирішується шляхом динамічного знакозмінного навантаження. У залежності від характеру динамічного впливу загальний цикл ущільнення можна умовно розділити на три стадії. На першій спостерігається переукладання складових ґрунту, для котрих характерним є випадкове розміщення гранул й повітряних порожнин, а також неповний контакт часточок між гранулами. Така будова ґрунту з позицій фізико-механічних і реологічних властивостей може бути класифікована як система з нестійкою структурою. Під дією динамічного навантаження система легко переходить у другу стадію шляхом перебудови випадкової структури ґрунту у стійку у результаті переукладання та взаємної орієнтації гранул ґрунту. Цей період характеризується утворенням сольватних оболонок, виділенням оточенням рідкою фазою поверхні крупних гранул ґрунту. Виникають умови, коли систему можна подати у вигляді набору часточок зі змащенням. Останній етап можна оцінити як стадію компресійного ущільнення, на якій досягається незначний приріст щільності оброблюваного ґрунту.

Доцільність розділення процесу ущільнення ґрунту сільськогосподарського призначення (ГСП), при його обробці вібропługом / культиваторною лапою диктується особливостями фізико-механічних явищ, які протікають у подібних сумішах. Вивчення умов трансформації сил сухого тертя у в'язке, причин виникнення пружних і дисипативних сил, механізму зниження ефективної / уявної в'язкості та інших питань реології ГСП сприяє вирішенню багатьох технологічних задач їх обробки і у першу чергу спрямовані на вибір

раціональних режимів (і параметрів) ущільнення та вібрації.

Як правило, реологічні дослідження ГСП проводяться у статичному стані чи в усталеному режимі коливань. Відсутні дані про поведінку ГСП протягом усього циклу ущільнення чи дії вібрацій. У даній роботі зроблена спроба провести оцінку реологічних властивостей ГСП з використанням динамічного підходу / методу шляхом дослідження вільних затухаючих коливань системи взаємодії частинок / гранул ГСП на етапах ущільнення (або вібраційної дії), фазових співвідношень між деформаціями і напруженнями.

Аналіз публікацій по темі дослідження. Уяву про характер зміни напружень і деформацій у ГСП у залежності від його фізико-механічних властивостей при механічному впливі дають реологічні моделі. Останні представляють середовище (ГСП) у вигляді спрощених механічних моделей складених з елементів, кожний з котрих або їх сполучення дають уяву про основні властивості матеріалу й характер напружено-деформованого стану під дією зовнішніх навантажень [1, 2].

Згідно відомій аксіомі реології [3], кожний реальний матеріал (ГСП у тому числі), має всі реологічні властивості, котрі проявляють себе у різних ступенях у залежності від умов протікання деформації. У більшості відомих моделей ГСП на різних етапах ущільнення й вібраційного впливу робочих органів сільськогосподарських машин (віброплуг, культиваторна лапа, віброптрамбувач тощо) сполучаються як пружні, так і в'язкі, пластичні властивості оброблюваного ґрунту.

Результати цитованих вище робіт будуть використані в даному дослідженні.

Мета даної роботи полягає в обґрунтуванні реологічних моделей ГСП та визначені на їх основі основних параметрів оброблюваних ґрунтів в умовах дії на них вібраційних полів.

Виклад основного змісту дослідження

1. Реологічна модель Кельвіна-Фойгта [4].

Вплив частоти коливань (ω) на прояв властивостей ГСП, як середовища, що описується реологічною моделлю Кельвіна-Фойгта, може бути визначений рівнянням наступного типу:

$$\frac{\tau}{G} = \gamma + \lambda \cdot \dot{\gamma}, \quad \dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt}, \quad (1)$$

де τ – напруження зсуву;

G – модуль зсуву ГСП; γ – деформація зсуву; $\lambda = \frac{\eta}{G}$; η – динамічна в'язкість ґрунту;

t – час.

При зміні деформації за синусоїдальним законом $\gamma = \gamma_0 \sin \omega t$ (або $\gamma = \gamma_0 \exp(i\omega t)$, $i^2 = -1$), маємо:

$$\tau = G \cdot \gamma_0 \cdot (\sin \omega t + \lambda \cdot \omega \cdot \cos \omega t) = G \cdot \gamma_0 \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 \omega^2} \cdot \sin(\omega t + \varphi), \quad (2)$$

де γ_0 – амплітуда деформації зсуву у ГСП, $\varphi = \arctg\{\lambda \cdot \omega\}$.

З розв'язку (2) випливає, що результуюче напруження буде також синусоїдальним з тією ж частотою, що й деформація, але з іншою фазою.

При цьому:

$$\begin{cases} \varphi \rightarrow 0, & \lambda \rightarrow 0, & \omega \rightarrow 0, & \tau = G \cdot \gamma, \\ \varphi \rightarrow \pi/2, & (\lambda, \omega) \rightarrow \infty, & \tau = G \cdot \gamma_0 \cdot \lambda \cdot \omega \cdot \cos \omega t \end{cases} \quad (3)$$

Ефективне значення в'язкості у межах цієї моделі визначається виразом:

$$\eta_{\text{еф}} = \sqrt{\eta^2 + \frac{G^2}{\omega^2}} \quad (4)$$

При зростанні ω $\eta_{\text{еф}} \rightarrow \eta$ (рис. 1).

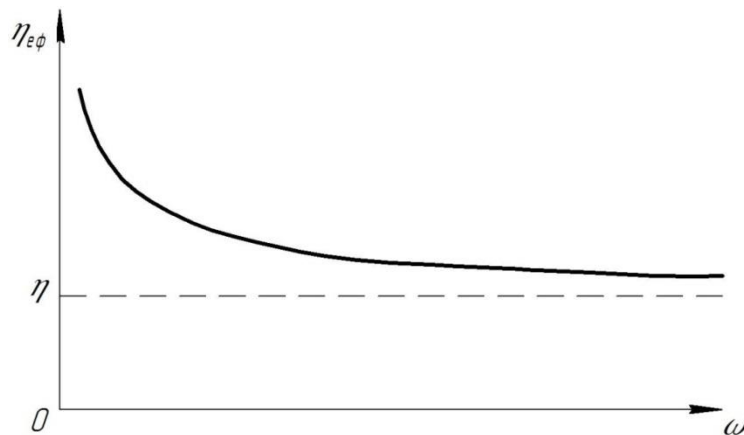


Рис.1 – Залежність $\eta_{\text{еф}}(\omega)$

2. Реологічна модель Максвелла. Залежність між τ та γ має вид:

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{2} \left[\frac{\dot{\tau}}{G} + \frac{\tau}{\eta} \right]. \quad (5)$$

Для синусоїдальної зміни у часі деформації:

$$\gamma = \gamma_0 \cdot e^{i\omega t}, \quad \dot{\gamma} = \gamma_0 \cdot \sin \omega t \quad (6)$$

Маємо:

$$\tau = \left[\tau_0 - \frac{2G^2 \cdot \gamma_0 \cdot \omega}{\eta \cdot \left\{ \omega^2 + \left(\frac{G}{\eta} \right)^2 \right\}} \right] \cdot e^{-\frac{G}{\eta} \cdot t} + \frac{2G \cdot \gamma_0 \cdot \omega}{\sqrt{\omega^2 + \left(\frac{G}{\eta} \right)^2}} \cdot \sin(\omega t + \varphi), \quad (7)$$

де $\varphi = \arctg\left(\frac{G}{\eta \cdot \omega}\right)$, $\tau_0 = \tau|_{t=0}$

З виразу (7) випливає, що $\varphi \rightarrow 0$ при $\omega \rightarrow \infty$, $\varphi \rightarrow \frac{\pi}{2}$ при $\omega \rightarrow 0$. Крім того, при збільшенні частоти ω поведінка τ наступна:

$$\tau = \tau_0 \cdot e^{-\frac{G}{\eta} \cdot t} + 2G \cdot \gamma_0 \cdot \sin \omega t. \quad (8)$$

Значення $\eta_{\text{еф}}$ у цій моделі визначається виразом:

$$\eta_{\text{ef}} = \frac{\eta}{\sqrt{1 + \frac{\omega^2 \cdot \eta^2}{G^2}}} \quad (9)$$

Залежність (9) зображена на рис.2

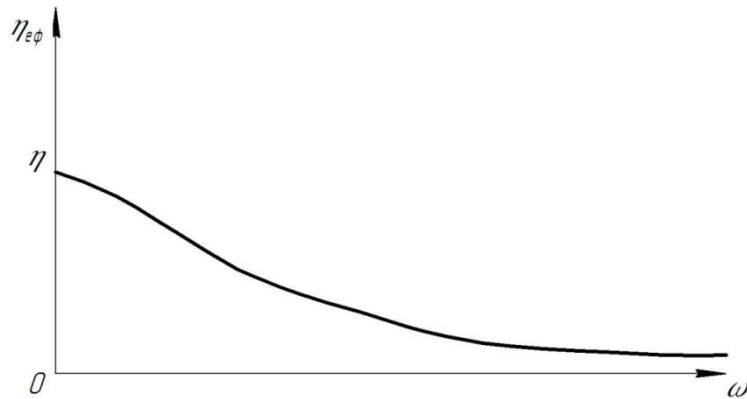


Рис.2 – Залежність $\eta_{\text{ef}}(\omega)$ у моделі Максвелла

3. Реологічна модель Шведова-Бінгама

$$\tau = \tau_0 + \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (10)$$

де τ_0 – граничне напруження зсуву.

У цій моделі проявляють себе в'язкопластичні властивості ГСП. Якщо $\gamma(t)$ змінюється за законом (6), тоді для τ у межах цієї моделі маємо:

$$\tau = \tau_0 + \eta \cdot \gamma_0 \cdot \omega \cdot \cos \omega t \quad (11)$$

З виразу (11) видно, що збільшення ω збільшує й величину τ . Величину η_{ef} можна у цьому випадку знайти з виразу:

$$\eta_{\text{ef}} = \left\{ \eta^2 + \frac{\tau_0}{\omega^2 \cdot \gamma^2} \right\}^{1/2} \quad (12)$$

За формою графік залежності $\eta_{\text{ef}}(\omega)$ (12) співпадає з наведеним на рисунку 1.

4. Пружно-в'язкопластична реологічна модель ГСП:

У цьому випадку маємо:

$$\frac{\tau}{G} = \frac{\tau_0}{G} + \gamma + \frac{\eta}{G} \cdot \dot{\gamma} \quad (13)$$

Якщо перенести перший доданок у правій частині рівняння (13) на протилежну сторону рівняння, тоді матимемо:

$$\frac{\tau - \tau_0}{G} = \gamma + \frac{\eta}{G} \cdot \dot{\gamma} \quad (14)$$

Використовуючи підходи, які застосовувались вище для моделі Кельвіна-Фойгта, з (14) матимемо для γ , що змінюється за законом (6):

$$\frac{\tau - \tau_0}{G} = \gamma_0 \cdot \sqrt{1 + \frac{\eta^2}{G^2} \cdot \omega^2} \cdot \sin(\omega t + \tilde{\varphi}), \quad \tilde{\varphi} = \text{arctg}(\lambda \omega) \quad (15)$$

Для $\eta_{\text{еф}}$ можна отримати наступний вираз:

$$\eta_{\text{еф}} = \sqrt{\eta^2 + \left(\frac{\tau_0}{\omega \cdot \gamma} + \frac{G}{\omega}\right)^2} \quad (16)$$

Залежність $\eta_{\text{еф}}(\omega)$ з (16) по формі співпадає з наведеною на рис. 1.

Слід зазначити, що у всіх чотирьох наведених вище реологічних моделях спостерігається зменшення $\eta_{\text{еф}}$ при зростанні частоти ω , а також зростання величини τ .

5. Оцінка дисипативних процесів у ГСП. Одним із зовнішніх проявів внутрішнього тертя є утворення замкненої петлі гістерезису при усталеному циклічному деформуванні зразка ГСП, яка представляє собою двозначну залежність між напруженням і деформацією ґрунту. Площею цієї петлі вимірюється у певному масштабі енергія, втрачена за один цикл деформації в усьому об'ємі матеріалу зразка ГСП [5]. Якщо цю площу вважати незалежною від швидкості деформації ($\dot{\gamma}$), тоді можна рівняння петлі гістерезису покласти замість закону Гука в основу теорії деформування пружних систем ГСП, зокрема з частотно незалежним внутрішнім тертям.

Розглянемо для кожної з названих і досліджених щодо інших параметрів моделі оцінку величини енергії, яка розсіюється у одиниці об'єму ГСП за один цикл деформування (за період $T = \frac{2\pi}{\omega}$). Ця величина може бути виражена наступним чином:

$$\overline{(E)}_T = \int_0^T \tau d\gamma = \int_0^T \tau(t) \cdot d\gamma(t) = \int_0^T \tau(t) \cdot \frac{d\gamma}{dt} dt = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \tau \cdot \dot{\gamma} \cdot dt \quad (17)$$

Зазначимо, що розмірність $[\overline{(E)}_T] = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$

Так, для моделі Кельвіна-Фойгта маємо:

$$\overline{(E)}_T = \frac{G \cdot \gamma_0^2 \cdot 1}{2 \cdot 1} \cdot \sqrt{1 + \frac{\eta^2}{G^2} \cdot \omega^2} \cdot \sin \left\{ \arctg \left(\frac{\eta}{G} \cdot \omega \right) \right\} \quad (18)$$

При зростанні ω вираз (18) прямує до зниження:

$$\overline{(E)}_T = \frac{\gamma_0^2 \cdot 1 \cdot \eta \cdot \omega}{2} = \frac{\gamma_0^2 \cdot \eta \cdot \omega}{2} \quad (19)$$

В кінцевому випадку енергія $\overline{(E)}_T$ споживається ГСП на його внутрішнє тертя, розігрів та руйнацію.

Для пружно-в'язкопластичної реологічної моделі ГСП щодо $\overline{(E)}_T$ маємо той самий результат (18).

Для моделі Шведова-Бінгама $\overline{(E)}_T$ можна знайти з (19).

Для моделі ГСП типу Максвелла (5) для $\overline{(E)}_T$ маємо:

$$\overline{(E)}_T = \frac{G \cdot \gamma_0^2 \cdot \omega}{\sqrt{\omega^2 + \frac{G^2}{\eta^2}}} \cdot \sin \left\{ \arctg \left(\frac{G}{\eta \cdot \omega} \right) \right\} \quad (20)$$

На відміну від всіх інших моделей, розглянутих вище, $\overline{(E)}_T \rightarrow 0$ у цьому випадку при $\omega \rightarrow \infty$. (Слід зазначити, що співвідношення (20) отримане за умови: $\frac{G}{\eta} \cdot \frac{2\pi}{\omega} \ll 1$).

Висновки. 1. Обґрунтовані реологічні моделі ГСП та визначені їх основні параметри в умовах дії вібраційних полів. Вказані моделі враховують пружні, пластичні та в'язкі характеристики оброблюваних ґрунтів.

2. Визначені оцінки дисипативних процесів, що відбуваються у ГСП, за наявного вібраційного поля дії.

3. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку робочих органів сільськогосподарських машин, що взаємодіють з ГСП (культиваторні лапи, віброплуги, вібротрамбуючі машини тощо) як на стадіях конструювання (чи проектування), так і у режимах реальної експлуатації.

Список використаних джерел

1. Завьялов М.А. Возможная реологическая модель релаксации асфальтобетонной смеси при уплотнении / М.А. Завьялов, А.М. Завьялов // Строительные и дорожные машины. – 2002. – №7. – С.25 – 26.
2. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В.И. Баловнев. – М.: Высшая школа, 1981. – 335с.
3. Рейнер М. Реология / М. Рейнер. – М.: Наука, 1965. – 224с.
4. Уилкинсон У.Л. Неньютоновские жидкости / У.Л. Уилкинсон. – М.: Мир, 1964. – 520с.
5. Кочнева Л.Ф. Внутреннее трение в твердых телах при колебаниях / Л.Ф. Кочнева. – М.:Наука, 1979. – 96с.

Аннотация

ВОЗМОЖНЫЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛИ РЕЛАКСАЦИИ ПОЧВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ ПРИ ИХ УПЛОТНЕНИЕМ ОБРАБОТКЕ ВИБРОПЛУГОМ

Ловейкін В., Човнюк Ю., Дяченко Л.

Предложены и обоснованы реологические модели релаксации почв сельскохозяйственного назначения при их уплотнении и обработке виброплугом. Определены основные зависимости вязкости (эффективной вязкости) от параметров вибрации.

Abstract

POSSIBLE RHEOLOGICAL MODEL OF RELAXATION IN SOIL OF AGRICULTURAL PURPOSE OF SEALS AND PROCESSING VIBROPLUHOМ

V. Loveykin, Yu. Chovniuk, L. Dyachenko

Rheological models of relaxation soils for agricultural purposes in their compression and processing vibration plow were proposed and justified. The basic dependence of viscosity (effective viscosity) from vibration parameters was determined.

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ЯКОСТІ РОБОТИ
КОМБІНОВАНОГО ЧИЗЕЛЯ З ДОДАТКОВИМИ ГОРИЗОНТАЛЬНИМИ
ТА ВЕРТИКАЛЬНИМИ ДЕФОРМАТОРАМИ**

**Лещенко С.М., к.т.н., доцент, Сало В.М., д.т.н., професор,
Петренко Д.І., к.т.н., доцент**

Кіровоградський національний технічний університет

Окреслені можливості інтенсифікації процесу чизельного обробітку ґрунту в складних ґрунтово-кліматичних умовах Центральної України. Проведено експериментальну перевірку якості роботи комбінованого чизеля з додатковими деформаторами під час глибокого рихлення.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Основний обробіток ґрунту є найбільш складною і енергозатратною операцією на здійснення якої, під час вирощування окремих культур (соняшник, картопля, ріпак тощо), витрачається до 30-40% загальних витрат енергії [1, 4]. Суттєво зростають витрати енергії на основний обробіток ґрунту з підвищенням щільності останнього, що є наслідком використання металоємких машин, ерозійно небезпечних дискових ґрунтообробних знарядь, відвальних плугів тощо [2-6]. Ще більше загострює складну ситуацію в рослинництві та прискорює зниження родючості ґрунтів у Центральній Україні поступова зміна клімату. На протязі останніх 3-5 років засушливою порою є не тільки літній період, який співпадає із основним вегетаційним періодом більшості культурних рослин, а й осінній період, на протязі якого дощі не випадають до самих морозів, що унеможливує проведення ефективного основного обробітку в стадії фізичної стиглості ґрунту та ускладнює посів і сходження озимих культур. Такі тенденції призвели до швидкої деградації ґрунтів, підвищення проявів вітрової та водної ерозії, стрімкого зниження обсягів валового збору готової продукції [8]. Тому питання збереження родючості ґрунтів, зниження енерговитрат під час проведення основного обробітку та розробки конструкції універсальних ґрунтообробних робочих органів, здатних якісно виконувати глибоке рихлення із збереженням агрегатного стану структурних елементів ґрунту та вологості і при цьому забезпечувати мінімальні витрати енергії є актуальним науково-практичним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З метою збереження родючості та покращення фізико-механічних властивостей ґрунтів у світі широко використовуються ґрунтозахисні технології, які базуються на відмові від основних ерозійно-небезпечних операцій – відвальної оранки та дискування.

Під час проведення оранки відвальними плугами створюється переущільнена підорна підшва, взаємодіючи із лемішно-відвальною поверхнею інтенсивно подрібнюються біологічно цінні агрегати ґрунту (частки розміром 0,25-10 мм), витрачається зайва енергія на обертання та

транспортування вирізаної скиби. Це призводить як до перевитрат пального та зменшення ширини захвату машин, так і до переущільнення родючого шару ґрунту, погіршення інфільтраційних властивостей, зниження волого- та повітрообміну у родючому шарі та інших негативних наслідків. Сферичні диски дискових борін, луцильників, дискаторів під час взаємодії з ґрунтом чинять на нього ще більш інтенсивну дію, в результаті чого ступінь подрібнення структурних елементів підвищується, що прискорює обезструктурування ґрунтового середовища [3, 6].

Альтернативою відвальної оранки та дискування є проведення операцій нульового чи мінімального обробітку ґрунту [7-8]. Основою мінімального обробітку ґрунту є проведення безвідвального глибокого рихлення, яке можна здійснювати чизельними глибокорозпушувачами [1-3, 5]. Чизелювання дозволяє суттєво збільшити ширину захвату машин у порівнянні із оранкою, знизити витрати пального на основний обробіток (до 50%), зруйнувати ущільнену підорну підшву та ін. Проте, під час виконання цієї операції можна відмітити і деякі недоліки, серед яких – неповне підрізання бур'яну, неможливість отримання суцільного дна борозни в результаті обробки, низький рівень заробки пожнивних решток та насіння бур'яну тощо. Ще одним проблемним моментом широкого використання чизелів є їх неповна адаптація до складних ґрунтово-кліматичних умов України, оскільки значна їх кількість виготовляється закордонними фірмами «Gaspardo», «Amazone», «John Deere», «Lemken», «Great Plains» або ж за їх ліцензіями. Саме наведені фактори призводять до обмеженого кола використання чизелів.

Мета дослідження. Отже, метою даної роботи є розробка конструкції універсального чизеля, адаптованого до ґрунтово-кліматичних умов України та експериментальна перевірка ефективності його роботи.

Виклад основного матеріалу досліджень. Після проведення аналізу сучасної техніки для чизельного розпушування ґрунту та існуючих аналітичних досліджень в напрямку інтенсифікації чизелювання було висунуто робочу гіпотезу, згідно з якою підвищення працездатності і ефективності функціонування чизельних робочих органів можна забезпечити введенням в конструкцію горизонтальних та вертикальних деформаторів на стояку у поєднанні з допоміжними робочими органами для подрібнення брил.

Після проведення математичного моделювання взаємодії чизельної лапи із ґрунтом знайдено раціональну форму такого робочого органу (рис. 1).

Запропонована чизельна лапа складається з стояка 1, долота 2, зуба для подрібнення брил 3 та крил 4 (рис. 1). Роль вертикального деформатора виконує стояк 1 та зуб для подрібнення брил 3; горизонтального – долото 2 і крила 4. Ефективним допоміжним робочим органом для подрібнення брил після рихлення чизелем, заробки рослинних решток в нижні горизонти і їх перемішування на глибині 15-20 см може бути спарений зубчастий коток (рис.2). Спарений зубчастий коток складається з переднього 1 та заднього 2 зубчастих котків, регулювального гвинта 3 положення котків відносно горизонту, кронштейну 4, щоки батареї котків 5. Залежно від умов роботи спареним зубчастим котком можна регулювати глибину обробки чизелем та інтенсивність перемішування і подрібнення часток ґрунту після чизелювання.

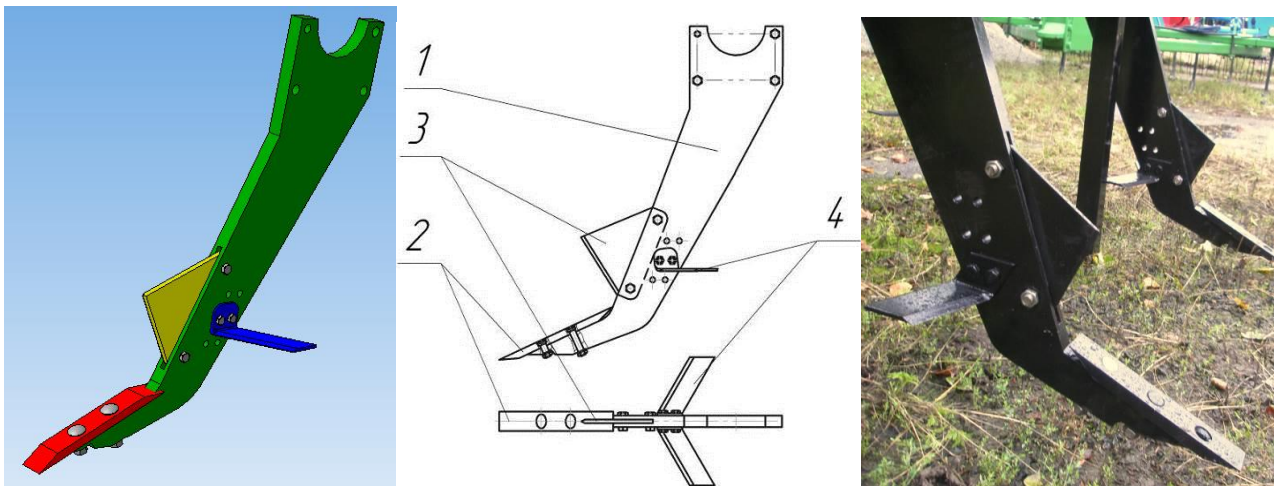


Рис. 1 – Схема і загальний вигляд чизельної лапи з вертикальними та горизонтальними деформаторами

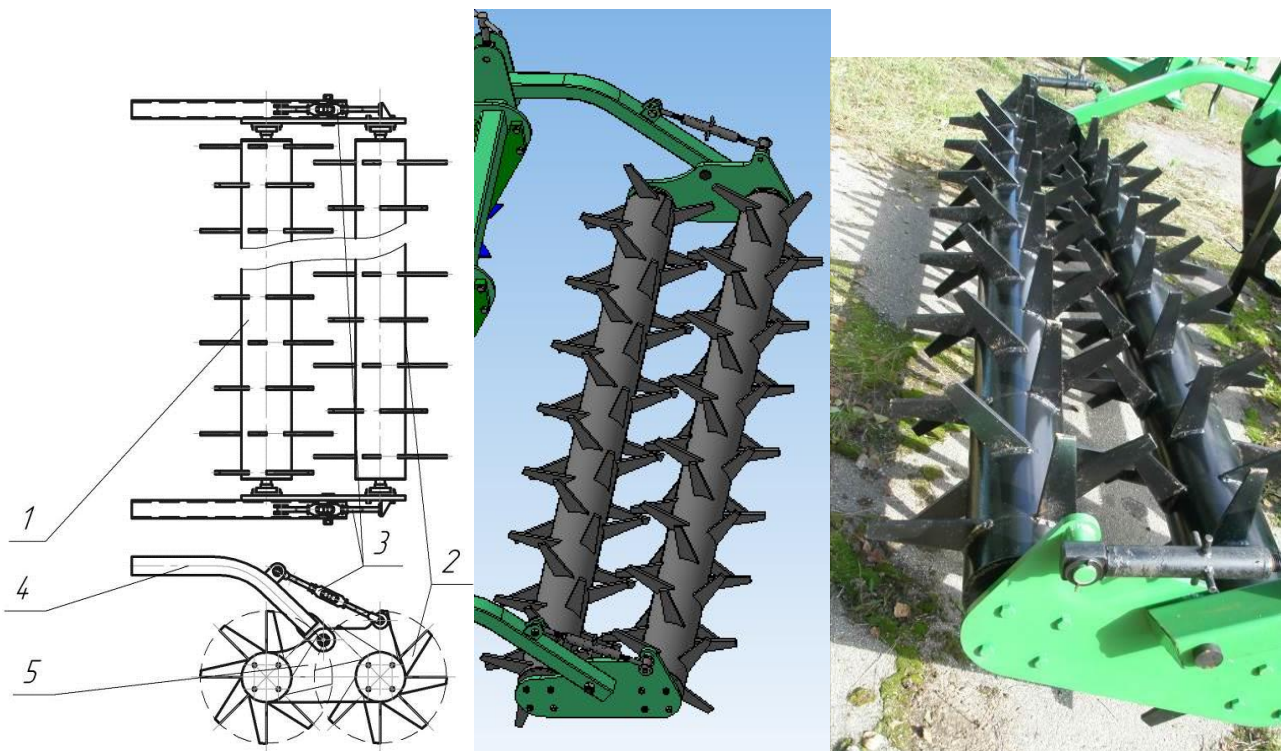


Рис. 2 – Схема і загальний вигляд спареного зубчастого котка

З метою дослідження ефективності роботи запропонованих робочих органів було розроблено та виготовлено дослідний зразок машини (рис. 3). Конструкцією експериментальної машини передбачено можливість зміни положення чизельних лап як по ширині захвату машини, так і по довжині, в широкому діапазоні забезпечено можливість регулювання глибини обробітку та робочих параметрів зубчастих котків. До конструкції експериментального комбінованого чизеля входить три чизельні лапи (рис. 1), спарений зубчастий коток (рис. 2) та рама. Чизель агрегується із тракторами тягового класу 1,4 (тягове зусилля 14 кН).



Рис. 3 – Загальний вигляд експериментального комбінованого чизеля

Для визначення якісних показників роботи розробленої машини заплановано кілька серій дослідів. Метою першої серії є визначення основних закономірностей впливу конструктивних параметрів та режимів роботи комбінованого чизеля на якісні показники глибокого розпушування. Процедуру планування експериментальних досліджень, визначення значимості факторів та решту обчислень виконували за допомогою пакету прикладних програм STATISTICA 10. Дослідження проводилися на полях Новоукраїнського району Кіровоградської області на протязі серпня-жовтня 2014 року. Механічний склад ґрунту – важкий і середній суглинок. Твердість ґрунту складала 0-10 см – 20-25 кг/см²; 10-20 см – 35-50 кг/см²; 20-30 см – 60-85 кг/см². За показник оцінки ефективності роботи чизеля прийнято коефіцієнт якості кришення ґрунту k , який визначається як:

$$k = \frac{m_1}{m_2} \cdot 100\% , \quad (1)$$

де m_1 – маса агрегатів ґрунту розміром менше 50 мм, кг;

m_2 – загальна маса навіски, кг.

Після проведеного теоретичного аналізу, до факторів, що мають значний вплив на процес чизелювання, віднесли: глибину обробки h , см; швидкість трактора, V , км/год; відстань між рядами робочих органів, l , см; відстань між робочими органами в ряду, b , см; глибину встановлення крил, h_k , мм. При цьому пошукові дослідження [5] показали, що найефективнішої роботи чизеля можна досягти при роботі з двома зубчастими котками одночасно. Параметричні обмеження, які являють собою рівні варіювання факторів наведені в таблиці 1.

Побудова та реалізація матриці планування багатфакторного експерименту в програмі STATISTICA 10 дозволяє автоматично провести перевірку на відтворюваність експериментальних досліджень за допомогою

критерію Кохрена (G) та перевірити отриману модель на адекватність за допомогою критерію Фішера (F).

Таблиця 1. Рівні варіювання факторів експериментальних досліджень

№ п.п.	Фактори		Рівні варіювання		Інтервал варіювання
	Найменування	Позначення	Верхній (+)	Нижній (-)	
1	Глибина обробки, h , см.	x_1	40	20	10
2	Швидкість трактора, V , км/год	x_2	8,9	5,9	1,5
3	Відстань між рядами робочих органів, l , см	x_3	60	20	20
4	Відстань між робочими органами в ряду, b , см	x_4	90	50	20
5	Глибина встановлення крил, h_k , см.	x_5	28	18	5

Для визначення найбільш суттєвого впливу факторів на цільову функцію використовували відображення стандартизованої Парето-карти (рис. 4). На карті Парето наочно можна оцінити рівень значимості факторів, що мають статистично-значимі ефекти. На це вказує те, що відповідні стовпці перетинають вертикальну лінію, яка являє 95% тест для визначення значимості.

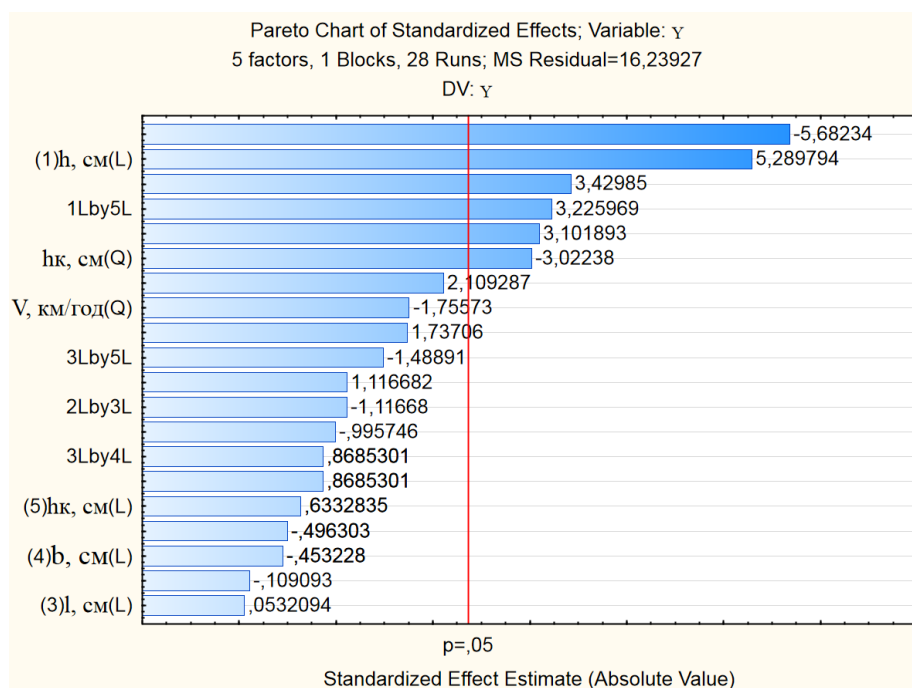
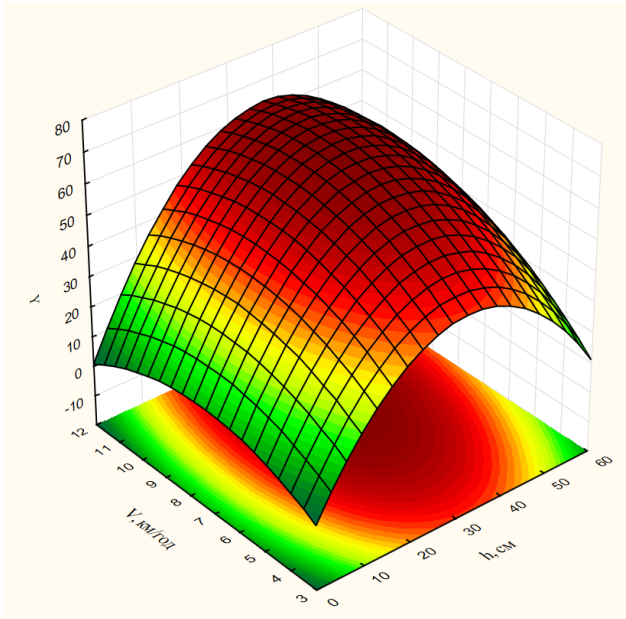


Рис. 4 – Межа статистичного значення коефіцієнту математичного чекання (стандартизована Парето-карта)

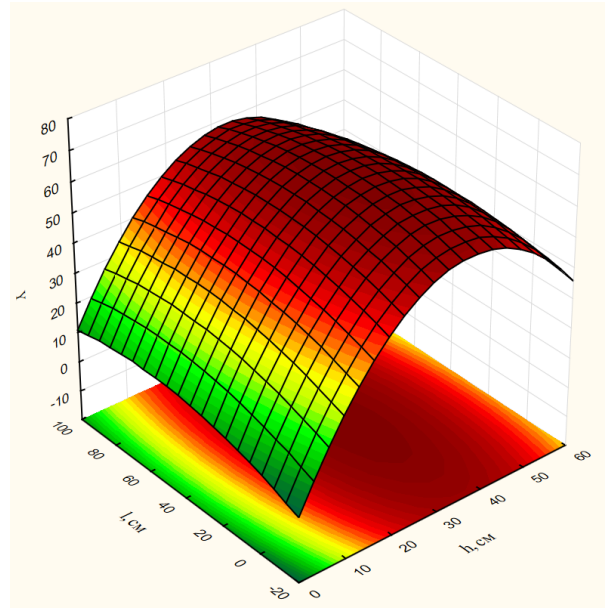
Проведені експериментальні дослідження та обробка даних дозволили отримати статистичну математичну модель у вигляді рівняння регресії для визначення якості роботи комбінованого чизеля:

$$\begin{aligned}
Y_1 = & 62,622 + 4,152x_1 + 2,692x_2 + 0,042x_3 - 0,356x_4 + 0,497x_5 - \\
& -4,333x_1^2 - 1,339x_2^2 - 0,759x_3^2 - 0,083x_4^2 - 2,305x_5^2 + \\
& +0,875x_1x_2 - 0,5x_1x_3 + 3,125x_1x_4 + 3,25x_1x_5 - 1,125x_2x_3 + \\
& +1,75x_2x_4 + 2,125x_2x_5 + 0,875x_3x_4 - 1,5x_3x_5 + 1,125x_4x_5
\end{aligned} \tag{2}$$

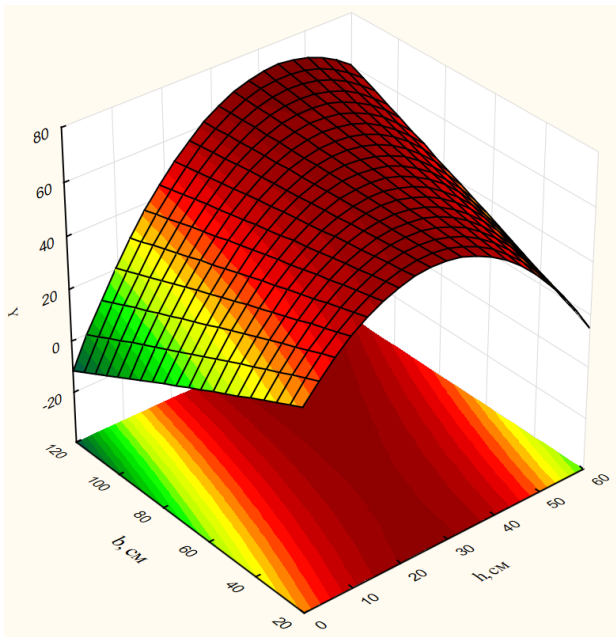
Графічне відображення попарного впливу факторів на якість чизельного обробітку представлено у вигляді поверхонь відгуку та ліній рівного виходу (рис. 5).



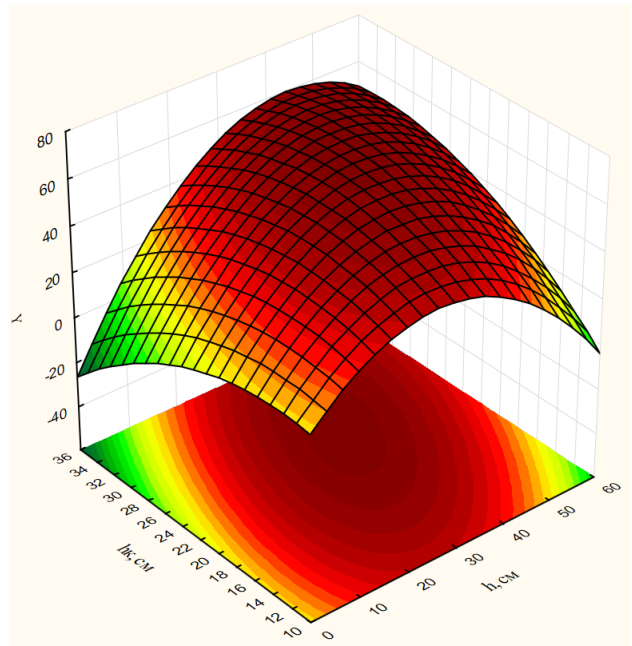
$Y = f(x_1, x_2)$



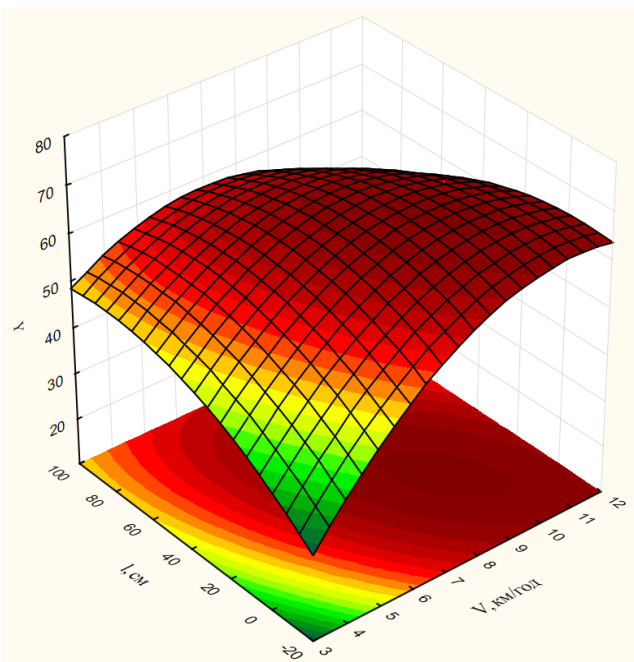
$Y = f(x_1, x_3)$



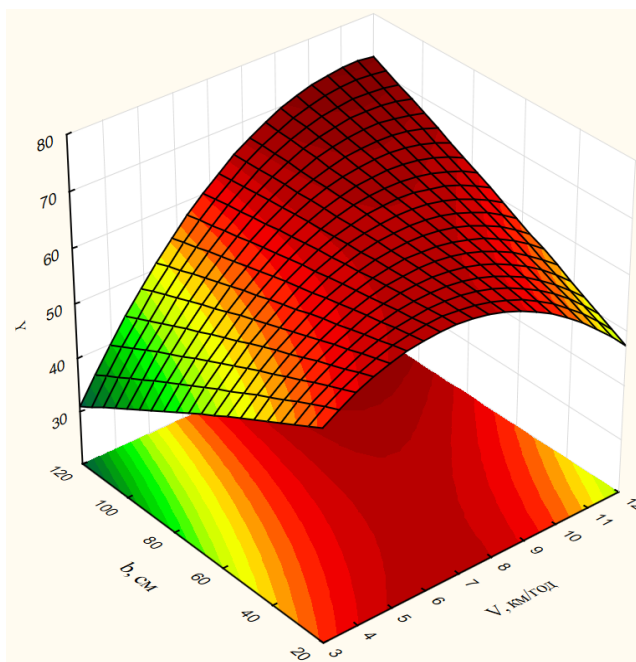
$Y = f(x_1, x_4)$



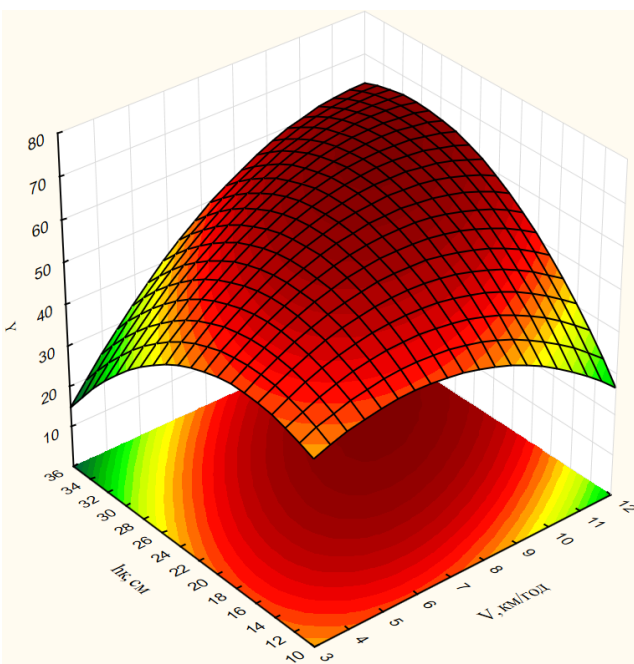
$Y = f(x_1, x_5)$



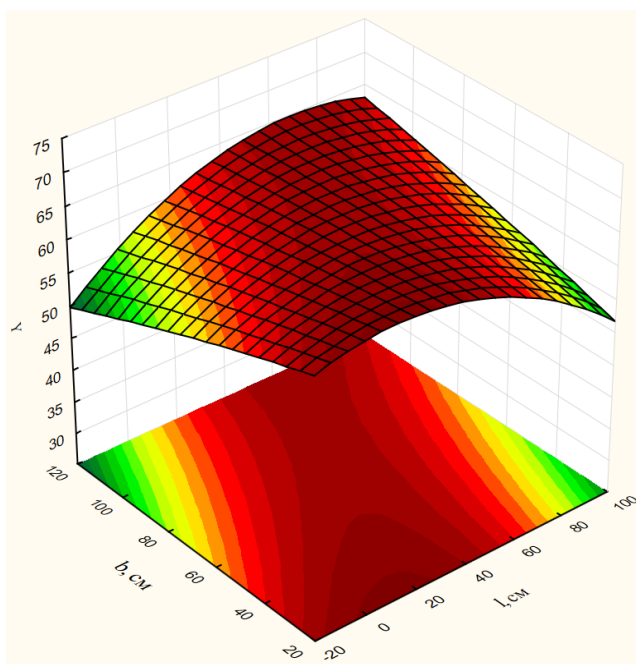
$$Y = f(x_2x_3)$$



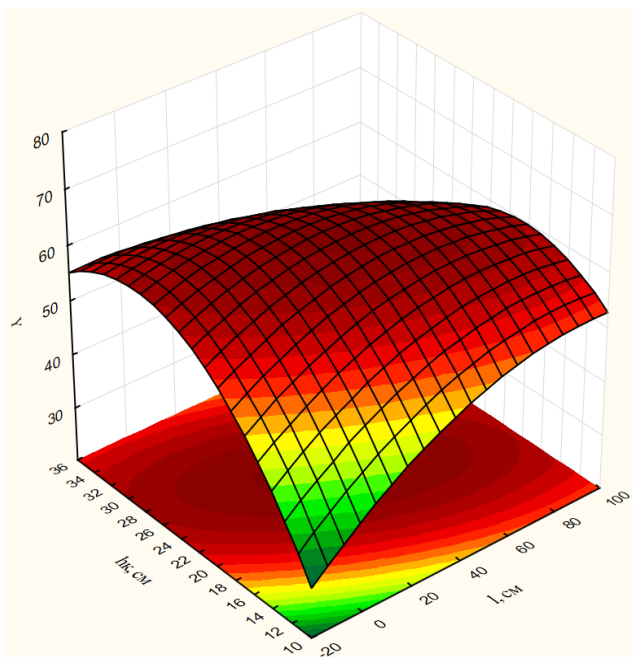
$$Y = f(x_2x_4)$$



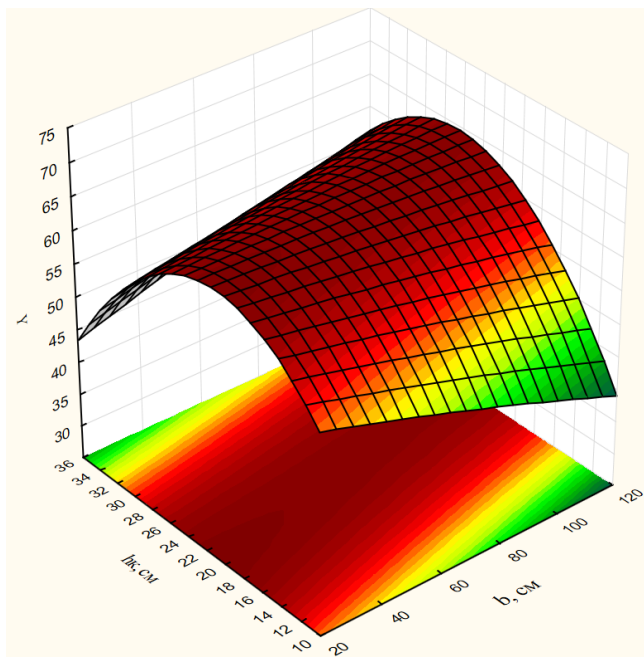
$$Y = f(x_2x_5)$$



$$Y = f(x_3x_4)$$



$$Y = f(x_3, x_5)$$



$$Y = f(x_4, x_5)$$

Рис. 5 – Поверхні відгуку та лінії рівного виходу

Аналіз графічних результатів (рис.5) та рівняння регресії (2) дозволяє відмітити, що найбільше впливає на процес кришення ґрунту лінійна та квадратична взаємодія глибини обробки h , швидкість руху трактора V , квадратична взаємодія глибин встановлення крил h_k та попарна взаємодія глибини обробки h і відстань між робочими органами в ряду b разом з попарною взаємодією глибини обробки h і глибиною встановлення крил h_k . Цілком логічно, що глибина обробки і швидкість руху значно впливають на ступінь подрібнення ґрунтових часток. Встановлені раціональні значення цих факторів в межах $h = 30 - 40$ см; $V = 8 - 9$ км/год. Глибина встановлення крил h_k впливає в більшій степені на профіль дна борозни (висоту гребеня між суміжними проходками лап) та призводить до додаткових енерговитрат, проте квадратична взаємодія цього фактору та його попарний вплив у поєднанні із глибиною обробки впливає і на якість подрібнення структурних агрегатів, а раціональні значення цього параметру складають $h_k = 22 - 26$ см. Відстань між робочими органами в ряду b є фактором, який має взаємозв'язок із глибиною розпушування. Очевидно, що збільшення цієї відстані призводить не тільки до збільшення металоємності комбінованого чизеля, але й до зростання відстані між зонами деформації лап та сприяє збільшенню висоти гребенів. На основі проведених досліджень рекомендується наступні значення вказаного параметру $b = 80 - 100$ см. Відстань між рядами робочих органів l слід вибирати із конструктивних міркувань, виходячи із виключення забивання лап рослинними рештками. Зважаючи на незначний вплив на критерій оптимізації цей параметр може знаходитися в широкому діапазоні $l = 20 - 50$ см.

На основі аналізу результатів проведених досліджень встановлено, що при швидкості 8-9 км/год, глибині обробки 38 см, глибині встановлення крил 25

см та відстані між робочими органами в ряду 100 см якісний показник кришення ґрунту складає 70-75%, що перевищує аналогічні показники закордонної техніки (наприклад в умовах важких чорноземів, важкого та середнього суглинку для Artiglio S 250-500 «Gaspardo» $k = 55 - 60$ %, Cenius 400/18 «AMAZONE» $k = 58 - 65$ % [8]).

Висновки.

1. З метою збереження родючості ґрунтів, уникнення їх обезструктурування та зниження витрат енергії на основний обробіток ґрунту доцільно проводити безвідвальне рихлення з допомогою універсальних глибокорозпушувачів.

2. Неадаптованість чизельних глибокорозпушувачів до ґрунтово-кліматичних умов України вимагає вдосконалення конструкції існуючих машин та розробки нових, які забезпечуватимуть покращення якості кришення ґрунту.

3. Розроблено конструкцію чизельної лапи із вертикальними та горизонтальними деформаторами, що у поєднанні із допоміжними робочими органами – зубчастими котками, дозволяє підвищити інтенсивність кришення ґрунту і частково заробляти рослинні рештки на певну глибину.

4. Експериментально встановлено область раціональних значень параметрів і режимів роботи комбінованого чизеля, при яких спостерігаються підвищення якісних показників роботи (коефіцієнт якості кришення ґрунту $k = 70 - 75\%$):

глибина обробки $h = 30 - 40$ см;

швидкість руху агрегату $V = 8 - 9$ км/год;

глибина встановлення крил $h_k = 22 - 26$ см;

відстань між робочими органами в ряду $b = 80 - 100$ см;

відстань між рядами робочих органів $l = 20 - 50$ см.

Список використаних джерел

1. *Лещенко С.М.* Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій / С.М. Лещенко, В.М. Сало // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43, ч.1 – С. 96-102.
2. *Лещенко С.* Состояние вопроса и перспектива интенсификации работы чизельных орудий с целью сохранения естественного плодородия / С. Лещенко, В. Сало, А. Васильковский // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 16 - №2, Lublin – Rzeszów: Polish Academy of Sciences, 2014. – P. 195-201.
3. *Сало В.М.* Вітчизняне технічне забезпечення сучасних процесів у рослинництві / Сало В.М., Богатирьов Д.В., Лещенко С.М., Савицький М.І. // Техніка і технології АПК. Науково-виробничий журнал. №10(61), 2014. – С 16 – 19.
4. *Гуков Я.С.* Обробіток ґрунту. Технологія і техніка / Я.С. Гуков – К.: Нора-

- Прінт, – 1999.– 280 с.
5. *Leschenko S.* Experimental estimate of the efficiency of basic tilling by chisel equipment in the conditions of soil / Sergey Leschenko, Vasil Salo, Dmitry Petrenko. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2014. – Вип. 44 – С. 237-243.
 6. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В. М. Швайко та ін.; За ред. С. С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
 7. *Дейкун В.А.* Експериментальні дослідження рівномірності розподілу гранул мінеральних добрив по ширині захвату лапового робочого органа / В.А. Дейкун, В.М. Сало, О.М. Васильковський, С.М. Лещенко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 27. – Кіровоград: КНТУ, 2014 р. – С. 135–140.
 8. *Бледных В.В.* Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий: Учебное пособие / В.В. Бледных – ЧГАА, Челябинск – 2010. – 214 с.

Аннотация

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА КАЧЕСТВА РАБОТЫ КОМБИНИРОВАННОГО ЧИЗЕЛЯ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ И ВЕРТИКАЛЬНЫМИ ДЕФОРМАТОРАМИ

Лещенко С.Н., Сало В.М., Петренко Д.И.

Обозначены возможности интенсификации процесса чизельной обработки почвы в сложных почвенно-климатических условиях Центральной Украины. Проведена экспериментальная проверка качества работы комбинированного чизеля с дополнительными деформаторами во время глубокого рыхления.

Abstract

EXPERIMENTAL PERFORMANCE EVALUATION CHISEL COMBINED WITH EXTRA HORIZONTAL AND VERTICAL WARP

S. Leschenko, V. Salo, D. Petrenko

Indicate a possible intensification of the process chisel tillage in difficult soil and climatic conditions in central Ukraine. An experimental verification of the performance combined chisel with additional deformers during deep loosening.

ДОСЛІДЖЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В ПНЕВМОСЕПАРУЮЧОМУ КАНАЛІ ПРИ БАГАТОРІВНЕВОМУ ВВЕДЕНІ ЗЕРНА

О.В. Нестеренко, асистент, С.М. Лещенко, к.т.н., доцент,
Д.І. Петренко, к.т.н., доцент

Кіровоградський національний технічний університет

В статті наведені результати експериментальних досліджень поля швидкостей повітряного потоку у вертикальному пневмосепаруючому каналі (ПСК) з живильним пристроєм для багаторівневого введення зернового матеріалу. Одержані статистичні математичні моделі закономірностей розподілу поля швидкостей повітряного потоку в залежності від конструктивних параметрів та режимів роботи живильного пристрою пневмосепаратора.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Однією із основних операцій при підготовці зерна до зберігання та подальшої переробки є його якісне очищення від легких домішок та пилу, що зменшує ризик самозігрівання, дозволяє зберегти продовольчу та товарну цінність.

Нажаль, незважаючи на підвищення ефективності зерноочисних машин (ЗОМ), на сьогоднішній день залишаються невирішеними питання узгодженості продуктивностей решітних та повітряних систем. Питома продуктивність решітних машин п'ятого покоління на порядок вища ніж можуть забезпечити існуючі повітряні машини [1]. Це призводить до зменшення загальної технологічної ефективності роботи зерноочисних комплексів.

Саме тому актуальною задачею є пошук нових підходів до створення умов для більш якісної взаємодії повітряного потоку з зерновим матеріалом в пневмосистемах ЗОМ з метою підвищення їх питомої продуктивності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Однією з головних причин погіршення ефективності повітряної сепарації при підвищенні питомого навантаження є негативний перерозподіл швидкостей повітряного потоку в робочій зоні пневмосепаруючого каналу (ПСК), що значно зменшує повноту розділення зернової суміші та збільшує виніс повноцінного зерна у відходи [2].

Аналіз досліджень [3, 4] показує, що для зменшення впливу цього негативного явища необхідно використання відповідних технічних засобів, що значно зменшують взаємодію компонентів та, відповідно, покращують структуру та ефективність дії повітряного потоку. Але використання таких засобів призводить, в одних випадках, до підвищення енергоємності процесу за рахунок використання додаткових повітряних каналів [3, 4], в інших до обмеження продуктивності ПСК [5, 6].

Для усунення вищевказаного недоліку необхідно розвантажувати ті зони

ПСК, де опір повітряному потоку максимальний, а саме, зони введення та виведення зерна. Досягти цього можливо за рахунок забезпечення рівномірної подачі та розподілення зернового матеріалу в робочій зоні ПСК.

Для цього нами було запропоновано нову конструкцію пневмосепаратора з живильним пристроєм для багаторівневого введення зерна в ПСК [7]. Дана конструкція пневмосепаратора забезпечує розділення зернового матеріалу на декілька обмежених за продуктивністю потоків, які поступають в різні робочі зони по висоті ПСК та дозволяє рівномірно їх заповнити. При цьому, виведення очищеного зерна відбувається через жалюзійну стінку, що сприяє зниженню опору повітряному потоку і в зоні виведення зернового матеріалу та вирівнюванню епюри швидкостей.

Проведені попередні дослідження пневмосепаратора на імітаційній моделі підтверджують, що використання запропонованої конструкції живильного пристрою з багаторівневим введенням зернового матеріалу дозволяє зменшити опір повітряному потоку в 1,8...2 рази, збільшити його рівномірність в зоні сепарації [8].

Для встановлення раціональних параметрів роботи ПСК з живильним пристроєм для багаторівневого введення зернового матеріалу необхідно провести комплексну оцінку факторів, які є визначальними для забезпечення якісного процесу пневмосепарації.

Метою досліджень є отримання закономірностей впливу основних параметрів ПСК з живильним пристроєм для багаторівневого введення зерна на рівномірність поля швидкостей повітряного потоку.

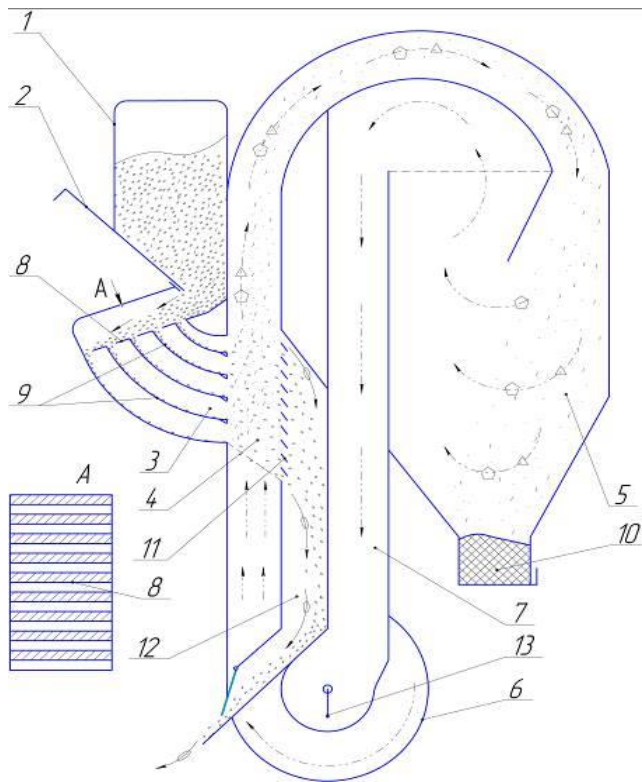
Виклад основного матеріалу досліджень. Для дослідження впливу окремих факторів на цільові функції та знаходження їх раціональних значень було виготовлено експериментальну установку, яка дозволяє змінювати її основні параметри і режими роботи в необхідних межах (рис. 1). Бокова стінка установки виготовлена прозорою, що забезпечує можливість спостереження за процесом.

Експериментальна установка складається з бункера 1 з дозуючою заслінкою 2, живильного пристрою 3, ПСК 4, осадової камери 5 та вентилятора 6.

Живильний пристрій 3 складається з направляючих поверхонь 9, встановлених одна над одною, верхні кінці яких з'єднано з розподільчою пластиною 8, в якій виконано отвори прямокутної форми, а їх нижні кінці з'єднані з передньою стінкою ПСК 4.

Технологічний процес роботи пневмосепаратора наступний. Вихідний матеріал з бункера 1 поступає на розподільчу пластину 8 живильного пристрою 3, в якій зерновий матеріал просипається крізь отвори та потрапляє на направляючі поверхні 9, які встановлені одна над одною, і тонкими шарами вводиться в робочу зону ПСК 4. Продуктивність пневмосепаратора регулюється заслінкою 2.

Під дією повітряного потоку зерновий матеріал розділяється на дві фракції: легкі домішки виносяться в осадову камеру 5 і видаляються через приймальник 10, а очищене зерно через жалюзійну стінку 11 потрапляє в герметичний вивідний канал 12 і також виводиться з пневмосепаратора.



а)

б)

а) – схема експериментальної установки; б) – загальний вигляд;

Рис. 1 – Експериментальна установка

1 – бункер; 2 – дозуюча заслінка; 3 – багаторівневий живильний пристрій; 4 – ПСК; 5 – осадова камера; 6 – вентилятор; 7 – повітряний канал; 8 – розподільча пластина; 9 – направляючі поверхні; 10 – приймальник легких домішок; 11 – жалюзійна стінка; 12 – герметичний вивідний канал; 13 – регулювальна заслінка.

Установка має замкнений цикл циркуляції повітряного потоку, який з осадкової камери 5 через повітряний канал 7 всмоктується вентилятором 6 та повторно нагнітається в ПСК. Швидкість повітряного потоку регулюється конусоподібною заслінкою 13.

Попередні пошукові експериментальні і теоретичні дослідження дозволили визначити вплив окремих факторів та визначити їх рівні. До основних факторів, що мають значний вплив на процес пневмосепарації, віднесли наступні: питоме зернове навантаження i -того рівня на одиницю ширини каналу q_{bi} , початкова швидкість введення зернового матеріалу в ПСК V_0 , глибина каналу C та відстань між рівнями $h_{m,p}$. Параметричні обмеження, які являють собою рівні варіювання факторів, наведені в таблиці 1.

За критерій оптимізації було обрано коефіцієнт варіації δ , який характеризує нерівномірність швидкостей повітряного потоку в робочій зоні ПСК.

Аеродинамічну характеристику в робочій зоні ПСК визначали по всьому периметру в перерізах I-I, який розташований між задіяними рівнями, та II-II, що розміщений на відстані 30 мм над верхнім рівнем (рис. 2).

Таблиця 1. Рівні варіювання факторів експериментальних досліджень

№ п.п.	Фактори		Рівні варіювання		Інтервал варіювання
	Найменування	Позначення	Верхній (+)	Нижній (-)	
1	Питоме зернове навантаження i -того рівня живильника q_{bi} , кг/дм·год.	x_1	500	300	100
2	Швидкість введення зернового матеріалу в ПСК V_0 м/с	x_2	0,7	0,3	0,2
3	Глибина каналу C , мм	x_3	120	80	20
4	Відстань між рівнями $h_{м,р}$, мм	x_4	45	25	10

Для оцінки аеродинамічної характеристики ПСК був виготовлений батарейний мікроманометр, який дозволяє вимірювати швидкості повітряного потоку одночасно в п'яти точках поперечного перерізу каналу.

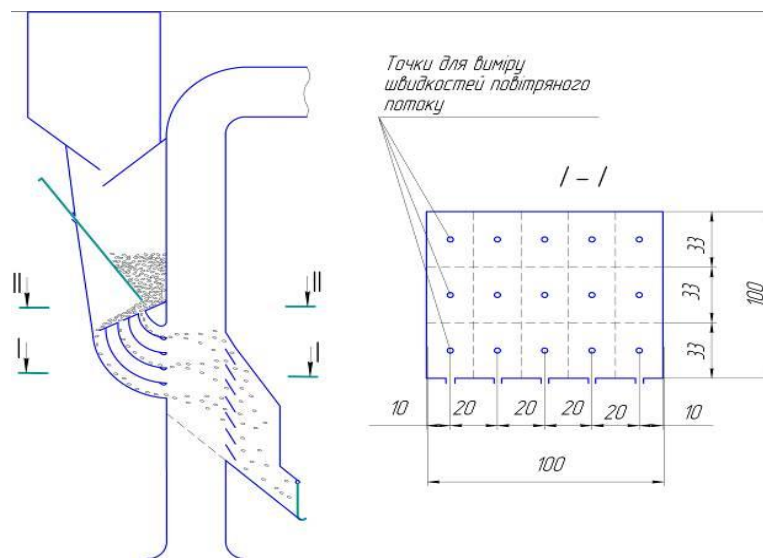


Рис. 2 – Схема для визначення аеродинамічної характеристики ПСК

Відносну нерівномірність поля швидкостей повітряного потоку в ПСК оцінювали коефіцієнтом варіації

$$\delta = \frac{\sigma_c}{\bar{v}} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де σ_c – середньоквадратичне відхилення величини швидкості повітряного потоку (м/с), яка визначається за формулою:

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{\sum (v_i - \bar{v})^2}{n-1}}, \quad (2)$$

v_i – місцева швидкість в точці заміру, м/с;

\bar{v} – середньоарифметична швидкість повітря в каналі, м/с;

n – кількість точок заміру швидкості.

Отримання мінімального значення коефіцієнта варіації буде характеризувати максимально вирівняну епюру швидкостей повітряного потоку. Досягти цього можливо при раціональних співвідношеннях конструктивних параметрів розробленого ПСК з живильним пристроєм для багаторівневого введення, чого неможливо зробити при окремому вивченні їх впливу.

Для дослідження взаємозв'язку між конструктивними та технологічними параметрами ПСК і отримання їх раціональних значень була застосована методика математичного планування експерименту, задачею якої є одержання статистичної математичної моделі об'єкту досліджень у вигляді рівняння регресії.

Можливість відтворюваності даних експериментальних досліджень визначали за допомогою критерію Кохрена (G), а перевірку адекватності проводили за допомогою критерію Фішера (F).

Процедуру планування експериментальних досліджень, визначення значимості факторів та обчислення виконували за допомогою пакету прикладних програм «STATISTICA 10» [9].

Для визначення найбільш суттєвого впливу факторів на цільову функцію використовували стандартизовану Парето-карту (рис. 3).

На карті Парето можна оцінити вплив факторів та їх взаємозв'язок, а також виділити ті фактори, які мають статистично-значимі ефекти. На рівень значимості факторів вказує перетин вертикальною лінією, яка являє 95% тест для визначення значимості, та порядок їх впливу на критерій оптимізації.

Після проведення серії дослідів та побудови поверхонь відгуків, було отримане рівняння регресії залежності коефіцієнта варіації від досліджуваних факторів в кодованих значеннях:

$$Y = 20,4 + 3,568x_1 - 3,756x_2 + 2,07x_3 - 1,221x_4 + 1,059x_1^2 + 2,256x_2^2 + 1,648x_3^2 + 1,982x_4^2 + 0,612x_1x_2 + 1,401x_1x_3 + 0,073x_1x_4 - 1,69x_2x_3 + 0,007x_2x_4 - 0,078x_3x_4 \quad (3)$$

Аналіз взаємного впливу факторів на коефіцієнт варіації δ (рис.4) показав наступне. Збільшення питомої подачі в ПСК по рівнях погіршує рівномірність повітряного потоку, що пояснюється збільшенням аеродинамічному опору зернового матеріалу.

Раціональна відстань між рівнями живильного пристрою ($h_{м.р.}$) знаходиться в межах 35...40 мм, що пояснюється необхідністю розшарування зернового потоку на певній відстані по рівнях з врахуванням питомої подачі. При таких значеннях допускається навіть збільшення питомого навантаження до $q_{bi} = 450...500$ кг/дм·год, при цьому рівномірність поля швидкостей залишається задовільною.

Збільшення швидкості введення зернового матеріалу в ПСК (V_0) сприяє зменшенню товщини шару матеріалу, що покращує рівномірність поля швидкостей завдяки зменшенню опору повітряному потоку.

Збільшення глибини каналу (C) виявляє негативний вплив на рівномірність швидкісного поля повітряного потоку, що пояснюється зміною

структури зернової решітки матеріалу ближче до задньої стінки ПСК.

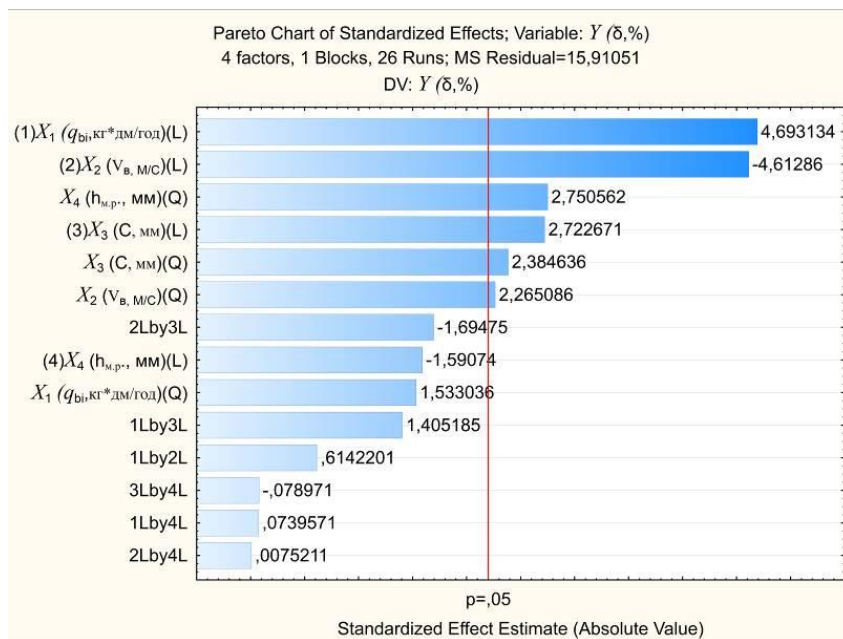


Рис. 3 – Парето-карта для визначення межі статистичного значення коефіцієнту математичного чекання для коефіцієнту варіації швидкостей повітряного потоку в ПСК

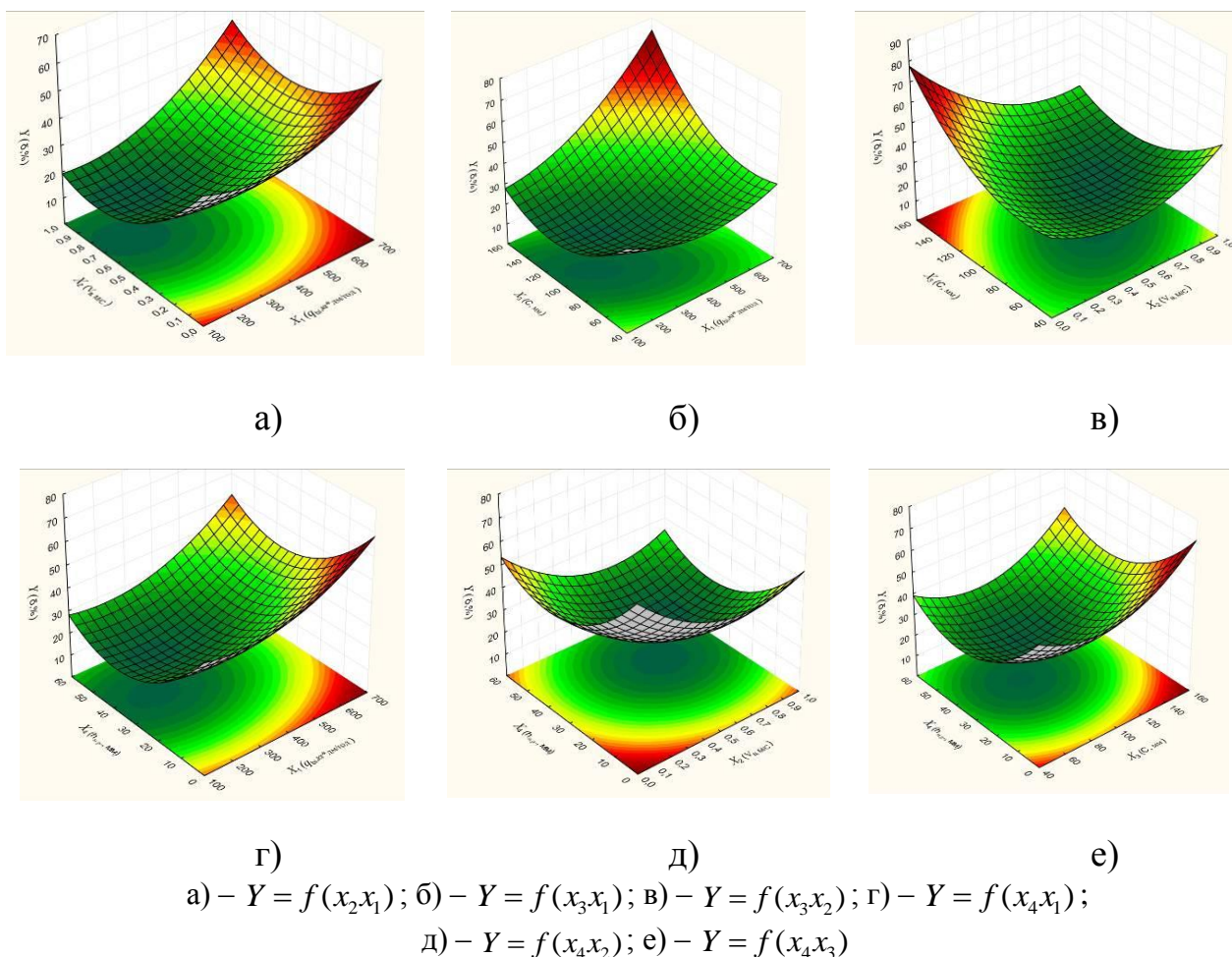


Рис. 4 – Поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнту варіації Y(δ)

В той же час глибина каналу (C) та швидкість введення зерна в ПСК (V_0) взаємопов'язані величини і результати досліджень показують, що для питомого навантаження $q_{bi} = 250...300$ кг/дм·год мінімальне значення коефіцієнта варіації δ досягається при значеннях глибини каналу $C = 90...110$ мм.

Висновки. В результаті проведених експериментальних досліджень отримані рівняння регресії та графічні залежності для коефіцієнта варіації δ , які підтверджують робочу гіпотезу про вирівнювання поля швидкостей повітряного потоку в робочій зоні ПСК при застосуванні живильного пристрою для багаторівневого введення зерна.

Експериментально встановлено область раціональних значень параметрів і режимів роботи ПСК, при яких досягаються найменші показники коефіцієнта варіації:

- питоме зернове навантаження $q_{bi} = 200...300$ кг/дм·год;
- швидкість введення зернового матеріалу в ПСК $V_0 = 0,5...0,7$ м/с;
- глибина каналу $C = 90...110$ мм;
- відстань між рівнями $h_{м.р.} = 35...40$ мм.

Список використаних джерел

1. Лещенко С.М. Підвищення ефективності попереднього очищення зернових сумішей / С.М. Лещенко, О.М. Васильковський, М.І. Васильковський, В.В. Гончаров // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. – Луцьк: ред. вид. відділ ЛНТУ, 2009. – С. 230-234.
2. Васильковський М.І. Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна / М.І. Васильковський, С.Я. Гончарова, С.М. Лещенко, О.В. Нестеренко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2006 – Вип.36. – С. 111-114.
3. Туров А.К. Пневмосепаратор зерна с предварительной подготовкой в плоско-паралельном воздушном поле / А.К. Туров // Сибирский весник с-х науки. –1984. – №2. – С.86-90.
4. Васильковський М.І. Обґрунтування основних параметрів замкненої двохступеневої пневмосепаруючої системи ЗОМ / М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, С.М. Лещенко // Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка. – Харків, 2007. – Вип. 59 – С. 177–186.
5. Мякин В.Н. Совершенствование пневматических сепараторов семян / В.Н. Мякин, С.Г. Урюпин // «Техника в сельском хозяйстве». – №4. – 2000г.
6. Тавтилов И.Ш. Совершенствование процесса работы пневмосепаратора за счет рациональной подачи зерновой смеси в воздушный поток: автореф. дис. на присв. науч. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / И.Ш. Тавтилов. – Челябинск, 2008. – 22 с.

7. Пат. (11) 9586 А Україна, МКИ В 02 В 1/00. Спосіб введення зернового матеріалу в пневмосепаруючий канал повітряного сепаратора./ Васильковський М.І., Васильковський О.М., Мороз С.М., Лещенко С.М., Нестеренко О.В.; заявник і патентотримач Кіровоградський державний технічний університет. – № а200500209; заявл. 10.01.05; опубл. 17.10.2005.- Бюл. №10.
8. Васильковський М.І. Дослідження роботи пневмосепаруючого каналу на фізичній моделі / М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, О.В.Нестеренко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2006. – Вип.17. – С. 44–48.
9. Боровиков В.П. Популярное введение в современный анализ данных в системе STATISTICA / В.П. Боровиков. – М.: Горячая линия - Телеком, 2013. – 288 с.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ПНЕВМОСЕПАРИРУЮЩЕМ КАНАЛЕ ПРИ МНОГОУРОВНЕВОМ ВВЕДЕНИИ ЗЕРНА

Нестеренко А.В., Лещенко С.Н., Петренко Д.И.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований поля скоростей воздушного потока в вертикальном пневмосепарирующем канале с питательным устройством для многоуровневого введения зернового материала. Получены статистические математические модели закономерностей распределения поля скоростей воздушного потока в зависимости от конструктивных параметров и режимов работы питательного устройства пневмосепаратора.

Abstract

STUDY OF AIRFLOW INEQUALITY IN THE ASPIRATING CHANNEL AT MULTILEVEL INTRODUCTION OF GRAINS

Nesterenko, S. Leschenko, D. Petrenko

In the article there are the results of airflow speed field experimental studies in a vertical aspirating channel with a feeding device for a multilevel introduction of grain material. We received statistical mathematical models of airflow speed field distribution dependency from design factors and operational conditions of the feeding device of the air separator.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА

Миронов А.С. к.т.н., доцент, Е.В. Золотовская, к.т.н., доцент

Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет

В статье приводится расчет оптимальных параметров диаметра присасывающего отверстия и давления выноса семян пневматическим высевающим аппаратом. Определена теоретическая зависимость при работе высевающего аппарата между диаметром присасывающего отверстия, давлением, скоростью воздушного потока, скоростью передвижения присоски, расположенной независимо на диске или барабане, глубиной выноса семян, физико-механическими свойствами семян. Очевидно, что при установке одного диаметра присасывающего отверстия, для высева семян капусты, для глубины выноса до 0,015 м и скорости до 0,5 м/с, давление должно быть в пределах 0,1-30 кПа.

Постановка проблемы. В последнее время, темпы прироста площадей теплиц обеспечены мощностью заводов, производящих несущие конструкции и технологическое оборудование. Это обеспечивает возможность создания специализированных комплексов, в которых рассада производится по промышленной технологии и становится товаром с определенными стандартами. Концентрация производства рассады в комплексах имеет большое экономическое и народнохозяйственное значение. В связи с этим, разработка и создание специальных технических средств для комплексной механизации технологических процессов производства рассады приобретает особую важность.

Основными задачами при переходе к промышленной технологии производства рассады является механизация посева и точная выкладка семян на единицу площади. За прошедшие годы, пневматические сеялки точного высева, за счет повышенной универсальности и простоте конструкции, получили широкое распространение в овощных сеялках.

Присасывание семян к отверстию высасывающего диска (барабана) происходит в непосредственной близости всасывающего потока воздуха. Как показывают исследования К. Веллера и Г.А. Кошевникова по пневматическим аппаратам хлопкоуборочных машин, характеристика всасывающего воздушного потока имеет особенность: по мере удаления от сопла резко падает скорость воздуха. Этим объясняется требование максимального приближения объекта присасывания к отверстию.

В научной литературе [1-5] процесс высева пневматическим высевающими аппаратами приведены аналитические зависимости для определения необходимого разрежения в вакуумных камерах, обеспечивающего надежный захват семян, и результаты экспериментов.

Однако следует отметить, что многие авторы указанных работ, рассматривая процесс высева, делали некоторые допущения, например, расчет вакуума проводили для семян, находящихся на поверхности, затем на основании экспериментальных данных вводили коэффициенты 100-200, не учитывая сложного движения в момент захвата, выноса, удержания семян присасывающими отверстиями, в результате чего получали приближенные зависимости. Кроме того, некоторые из этих работ носят частный характер, что также ограничивает область применения их результатов.

Вынос семян из семенного бункера в пневматических высевающих аппаратах осуществляется присоской. В существующих пневматических высевающих аппаратах диаметр присасывающего отверстия от 0,8 до 4 мм. Это приводит к тому, что на пневматических сеялках для высева семян разных культур прикладываются несколько комплектов сменных дисков (барабанов) с определенным диаметром присасывающего отверстия и их количеством, устанавливаются сбрасыватели лишних семян.

Нами поставлена задача создания высевающего аппарата с таким диаметром присасывающего отверстия и давления выноса семян, который мог бы обеспечить высев мелких овощных семян (перец, капуста, томаты, баклажаны, салат, редис, петрушка и др.), возделываемых в теплицах и открытом грунте. Такое решение позволит упростить конструкцию высевающего аппарата, обеспечить высокую готовность машины к работе без переналадок.

Цель работы – определить оптимальные параметры диаметра присасывающего отверстия и давления выноса семян.

Результаты исследований. Технологический процесс высева семян пневматическими высевающими аппаратами состоит из 4 этапов. Первый этап характеризуется созданием семенного потока (бурление, рыхлое состояние) в бункере, обеспечивающего надежное присасывание семян. Второй этап – это присасывание семян к отверстию. Третий этап относится к выносу и транспортировке семян присоской к месту сбрасывания и четвертый – само сбрасывание, очистка присасывающего отверстия. Из приведенной схемы процесса высева видно, что все его этапы тесно взаимосвязаны и в конечном итоге определяют количественную и качественную равномерность подачи семян в раскрытую сошником борозду.

В рассматриваемом высевающем аппарате присасывающее отверстие, расположенное на диске, барабане или роторе, перемещается с определенной скоростью, обеспечивая при этом вынос семян из вороха.

Определим теоретическую зависимость при работе высевающего аппарата между диаметром присасывающего отверстия, давлением, скоростью воздушного потока, скоростью передвижения присоски, расположенной независимо на диске или барабане, глубиной выноса семян, физико-механическими свойствами семян.

На рис. 1 изображено присасывающее отверстие, с одной стороны которого вакуум P_r , и с другой – атмосферное давление P_a . В зоне воздушного потока, образованного разностью давлений, помещен шар.

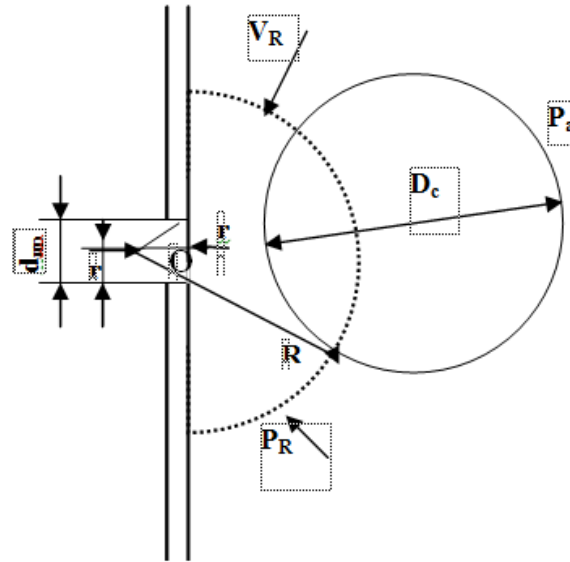


Рис. 1 – Схема присасывания к отверстию одного семени

Считаем, что эпицентр пониженного давления P_r находится на расстоянии $\frac{d_{np}}{2} = r$ от наружной плоскости присасывающего отверстия.

Для определения давления P_R и скорости V_R воздушного потока в точке, находящейся на расстоянии R от эпицентра, воспользуемся уравнением Бернулли и уравнением неразрывности:

$$\frac{\rho_R V_R^2}{2} + P_R = \frac{\rho_r V_r^2}{2} + P_r, \quad (1)$$

$$\rho_R V_R S_R = \rho_r V_r S_r, \quad (2)$$

где ρ – плотность воздуха на расстояниях R и r ;

V_R – скорость воздуха на расстоянии R ;

P_R – давление на расстоянии R ;

V_r – скорость воздуха в точке 0 ;

P_r – давление в точке 0 ;

S_R, S_r – площадь половины сферической поверхности на расстоянии R и r .

Заметим, что скорость воздуха в бесконечно удаленной точке $R = \infty$ равна нулю $V_{(\infty)} = 0$, а давление равно атмосферному $P_{(\infty)} = P_a$.

Тогда уравнение (1) запишется в виде:

$$P_R = P_a = \frac{\rho_r V_r^2}{2} + P_r,$$

Откуда находим:

$$V_r = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_r}}; \quad (3)$$

$$\text{где} \quad \Delta P = P_a - P_r, \quad (4)$$

ΔP – разность давлений.

Поскольку воздушный поток перед присасывающим отверстием проходит через половину сферической поверхности, то

$$S_R = 2\pi R^2; \quad (5)$$

$$S_r = 2\pi r^2,$$

где R – расстояние от наружной плоскости присасывающего отверстия до нормального, приближенного к атмосферному давлению;

r – расстояние от наружной плоскости присасывающего отверстия до эпицентра пониженного давления.

Подставив формулы (3) и (5) в (2), находим значение скорости воздушного потока на расстоянии R :

$$V_R = \frac{\rho_r S_r}{\rho_R S_R} V_r = \frac{\rho_r}{\rho_R} \left(\frac{r}{R} \right)^2 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_r}}. \quad (6)$$

Определим давление в точке R , подставив формулы (3) и (6) в (1):

$$P_R = P_r - \Delta P \left(\frac{\rho_r r^4}{\rho_R R^4} - 1 \right). \quad (7)$$

Одним из условий нормальной работы высевающего аппарата является то, что к отверстию должно присасываться по одному семени. В тоже время, подсасывающее поле воздушного потока, образованное за счет неприлегания семян к отверстию, не должно присасывать другие семена (рис. 2). В связи с этим, нам необходимо определить оптимальный диаметр присасывающего отверстия, который позволит выполнять поставленные условия.

По известным формулам разность давлений на расстоянии с учетом движения присоски и массы семени определится по формуле:

$$\Delta P_R = \Delta P_m - \Delta P_n,$$

где ΔP_m – разность давлений для одного семени;

ΔP_n – разность давлений встречного потока воздуха.

На расстоянии R сила присасывающего воздушного потока ΔP_m не должна быть больше половины массы одного семени:

$$\Delta P_m = \frac{2mg}{\pi d_{np}^2},$$

где m – масса одного семени;

d_{np} – диаметр присасывающего отверстия.

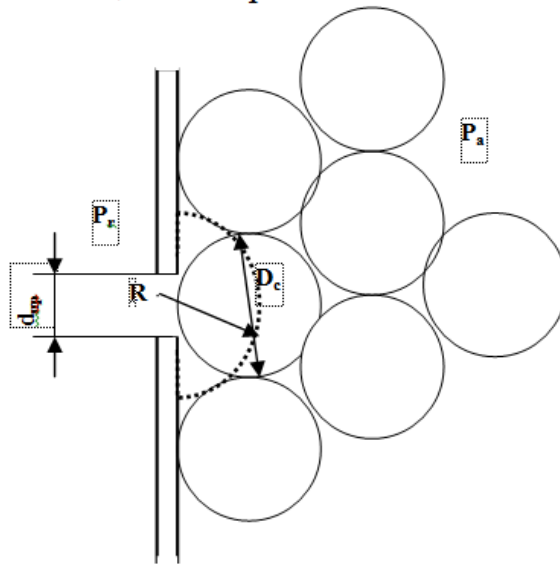


Рис. 2 – Схема присасывания к отверстию нескольких семян

При движении присасывающего отверстия вне вороха семян на присосанные семена на расстоянии R будет действовать встречный поток воздуха, силу которого определим по формуле:

$$F_n = CS_c \rho V_l^2,$$

где S_c – площадь присосанного семени;

C – коэффициент, зависящий от формы тела;

V_l – линейная скорость присоски.

С учетом присасывающей площади разность давлений:

$$\Delta P_n = C \rho V_l^2 \frac{D_c^2}{d_{np}^2}.$$

Тогда разность давлений на расстоянии:

$$\Delta P_R = \frac{1}{d_{np}^2} \left(\frac{2mg}{\pi} - CD_c^2 \rho V_l^2 \right). \quad (8)$$

Преобразуем формулу (8):

$$P_a - \Delta P_R = (P_a - \Delta P) - \Delta P \left(\frac{r^4 \rho_r}{R^4 \rho_R} - 1 \right);$$

$$P_a - \Delta P_R = P_a - \Delta P \frac{r^4 \rho_r}{R^4 \rho_R};$$

$$\Delta P_R = \Delta P \frac{r^4 \rho_r}{R^4 \rho_R}. \quad (9)$$

Из (9) определим диаметр присасывающего отверстия:

$$d_{np} = 2r = 2 \sqrt[4]{\frac{\Delta P_R R^4 \rho_R}{\Delta P \rho_r}}; \quad (10)$$

$$\rho_r = P_a - \Delta P;$$

$$\rho_R = P_a - \Delta P_R.$$

Разность давлений в присасывающем отверстии:

$$\Delta P = \frac{4F_p}{\pi d_{np}^2}, \quad (11)$$

$$F_p = \frac{1}{1+f_1} \left(\frac{1}{6} f \pi g \rho_{oc} H^3 \operatorname{tg}^2 \varphi_2 + \frac{1}{4} C \pi \varphi_{oc} (2V_l)^2 D_c^2 \right) \quad (12)$$

Подставив в (11) выражение силы для выноса семян с глубины F_p (12), получим:

$$\Delta P = \frac{\frac{2}{3} \pi g f \rho_{oc} H^3 \operatorname{tg}^2 \varphi_2 + C \pi \varphi_{oc} (2V_l)^2 D_c^2}{\pi d_{np}^2 (1+f_1)}. \quad (13)$$

Значение (9) и (13) подставим в формулу (10) и определим оптимальный диаметр присасывающего отверстия:

$$d_{np} = 2 \sqrt[4]{\frac{\left(\frac{2mg}{\pi} - C D_c^2 \rho V_l^2 \right) (1+f_1) R^4}{\rho_{oc} \left[\frac{2}{3} f g H^3 \operatorname{tg}^2 \varphi_2 + C (2V_l)^2 D_c^2 \right]}}, \quad (14)$$

где ρ_{oc} – плотность вещества;

f – коэффициент внутреннего трения семян;

H – глубина нахождения выносимого семени;

φ_2 – угол трения покоя;

f_1 – статический коэффициент трения о неокрашенное железо.

Согласно рис. 2, радиус поля воздушного потока, который не должен присасывать другие семена, в теоретических исследованиях принимаем равным $R = 0,5 D_c; 0,75 D_c; 1 D_c$. Линейную скорость в расчетах принимаем $V_l = 0,1 \text{ м/с}; 0,3 \text{ м/с}; 0,5 \text{ м/с}$. Результаты расчетов приведены на рис. 3.

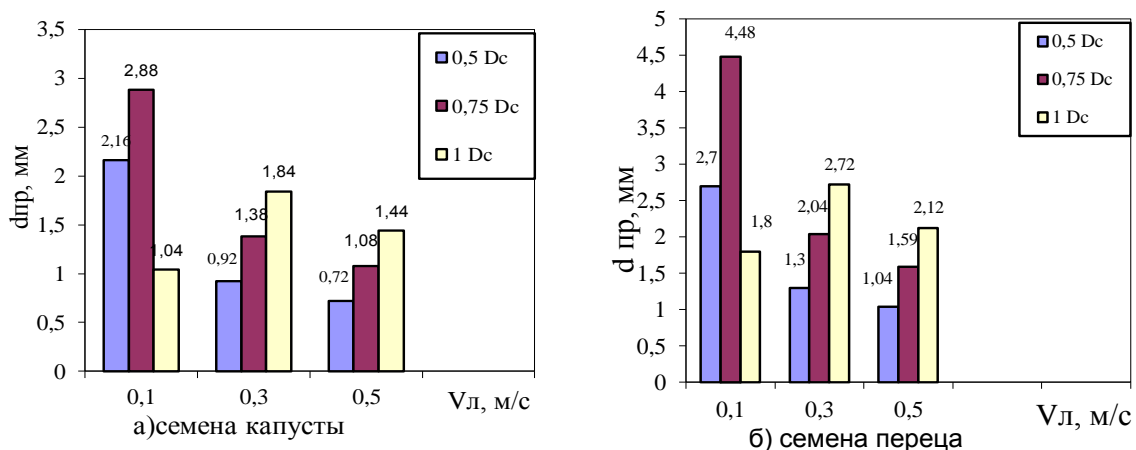


Рис. 3 – Результаты расчетов оптимального диаметра присасывающего отверстия с глубиной нахождения выносимого семени 0,005 м

Анализируя расчеты, очевидно, что выводы, сделанные В.П. Чичкиным [6], о том, что диаметр присасывающего отверстия должен рассчитываться по формуле (15):

$$d_{пр} = (0,6...0,8)D_c, \quad (15)$$

не подтверждаются. Фактически диаметр должен быть в несколько раз меньше. При расчетах не была учтена глубина выноса семян, и не исключалось присасывание по два и более семени одним отверстием.

В данной работе определен оптимальный диаметр присасывающего отверстия для конкретных условий, в тоже время, нами поставлена задача, высевать в отдельности группу семян капусты, томатов и перца одним отверстием.

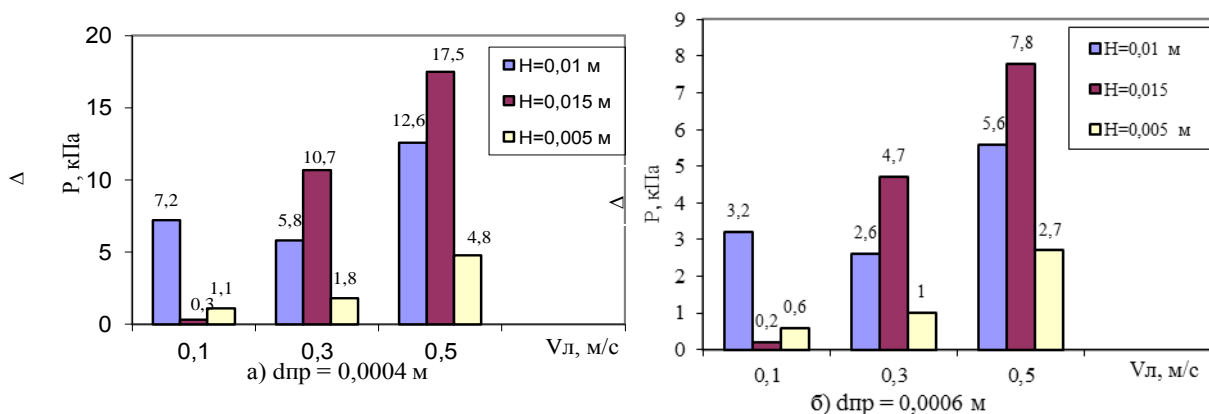


Рис. 4 – Результаты расчетов давления для выноса семян капусты при различных диаметрах присасывающего отверстия.

Для этого определим оптимальное давление для выноса семян по формуле(13), подставив в нее расчетный оптимальный диаметр отверстия с учетом отклонений 0,0004-0,0008 м.

Результаты расчетов представлены на рис. 4.

Очевидно, что при установке одного диаметра присасывающего отверстия, для высева семян капусты, для глубины выноса до 0,015 м и скорости до 0,5 м/с, давление должно быть регулируемое в пределах 0,1-30 кПа.

Для предотвращения защемления семян в отверстии присоски при сбрасывании, согласно диаграмме пределов изменения размеров семян овощных культур, считаем рациональным выполнение диаметра отверстия в пределах 0,0004-0,0006 м (рис.4).

В связи с тем, что расчетами предусматривается исключение присоса двойников, при разработке высевающего аппарата сбрасыватель не устанавливается.

Вывод.

Определена теоретическая зависимость для нахождения оптимального диаметра присасывающего отверстия и давления для выноса семян из вороха.

Диаметр присасывающего отверстия высевающего аппарата прямо пропорционален массе семени, радиусу силы подсасывающего воздушного потока и обратно пропорционален плотности, коэффициенту трения покоя семян, глубине и скорости их выноса.

Для выноса семян капусты, томатов, перца роторным высевающим аппаратом из глубины не менее 0,015 м со скоростью до 0,5 м/с, при полном исключении присоса двойников и оптимальном давлении, необходимо иметь диаметр присасывающего отверстия в пределах 0,0006-0,001 м.

При высеве, с целью исключения защемления семян в отверстии присоски, диаметр отверстия рационально выполнять по нижнему пределу 0,0006 м.

Список литературы

1. Белодонцев В.А. Исследование западания зерна в ячейки однозерновых высевающих аппаратов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – №6. – С. 44–46.
2. Зволинский В.Н. Использование отечественного опыта при создании посевной техники / Зволинский В.Н., Любушко Н.И. // Тракторы и с.-х. машины. – 1998. – № 11. – С. 22–25.
3. Сысолин П.В. Почвообрабатывающие и посевные машины / Сысолин П.В., Погорелый Л.В. – К: Феникс, 2005. – 264 с.
4. Бейкер С.Дж. Технология и посев / Бейкер С.Дж., Сакстон К.Е., Ритчи В.Р. – СИНТРЕ, 2002. – 263 с.
5. Улексін В. О. Обґрунтування параметрів висівного апарата для мостового землеробства / Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Аграрний форум-2006». Суми: СНАУ, 2006. – С. 264

6. Чичкин В.П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты. – Кишинев: Штиинца, 1984. – 163 с.

Анотація

ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ

Миронов А.С., Золотовская Е.В.

У статті наводиться розрахунок оптимальних параметрів діаметра присмоктуються отвори і тиску виносу насіння пневматичним висівних апаратів. Визначена теоретична залежність при роботі висівного апарату між діаметром присмоктуються отвори, тиском, швидкістю повітряного потоку, швидкістю пересування присоски, розташованої незалежно на диску або барабані, глибиною виносу насіння, фізико-механічними властивостями насіння. Очевидно, що при установці одного діаметра присмоктуються отвори, для висіву насіння капусти, для глибини виносу до 0,015 м і швидкості до 0,5 м / с, тиск повинен бути в межах 0,1-30 кПа.

Abstract

THEORETICAL RESEARCHES OF PARAMETERS OF THE SOWING DEVICE

A. Mironov, E. Zolotovskaya

In article calculation of optimum parameters of diameter of a prisasyvayushchy opening and pressure of carrying out of seeds pneumatic sowing the device. Theoretical dependence is defined during the operation of the sowing device between diameter of a prisasyvayushchy opening, pressure, speed of an air stream, speed of movement of the sucker located independently on a disk or a drum, depth of carrying out of seeds, physicommechanical properties of seeds. It is obvious that at installation of one diameter of a prisasyvayushchy opening, for seeding of seeds of cabbage, for carrying out depth to 0,015 m and speed to 0,5 m/s, pressure has to be within 0,1-30 kPas.

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДОЗАТОРА ДЛЯ ГІДРОПНЕВМАТИЧНОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА

Улексін В.О., к.т.н., доцент; Бойко В.Б., ст. викладач

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет

Приведені результати теоретичних досліджень та практичних робіт по створенню дозатора для однонасінневого висіву насіння за допомогою гідропневматичного висівного апарата.

Актуальність проблеми. Дослідження лабораторної установки гідропневматичного висівного апарата показали, що апарат забезпечує точний висів за командами датчика положення, але подача насіння може здійснюватися лише групами по 1...4 насінини у одну лунку. Це спричиняє неефективне використання дорогого насіння та викликає потребу у наступному проріджуванні сходів. Зміною конструктивних розмірів та режимів роботи не вдається досягти стабільного однонасінневого висіву і виникає необхідність у застосуванні спеціального дозатора – пристрою для поштучного відбору насіння з насінневої ємності і подачу його в зону висіву [1, 2].

Аналіз останніх публікацій. У відомих висівних апаратах відбір насіння для однонасінневого точного висіву здійснюється різноманітними механізмами, що потребує приводу, ускладнює будову та знижує надійність роботи. Будова гідропневматичного апарата з пневматичним вистрілюванням насіння та гідравлічним «зарядженням» ствола дозволяє вирішити проблему однонасінневого висіву без застосування спеціальних механізмів [3].

Мета роботи – теоретичне обґрунтування параметрів та створення макетного зразка дозатора для однонасінневого висіву насіння гідропневматичним висівним апаратом.

Виклад основного матеріалу. Принцип дії гідропневматичного висівного апарата опубліковано раніше [6]. Схема, яка ілюструє роботу дозатора для однонасінневого висіву насіння гідропневматичним висівним апаратом, представлена на рис. 1.

Дозатор включає забірну камеру 1, розташовану у нижній частині корпусу бака 3, до якої насіння поступає за рахунок сил гравітації (падінням). У нижній частині завірної камери встановлено циркуляційний відцентровий насос 9, який сполучено з об'ємом бака всмоктувальним каналом 8 з забірним фільтром 4, який запобігає захопленню насіння. Вихід циркуляційного насоса сполучено з найнижчою точкою завірної камери через спрямовуючу ґратку 11. У середній частині завірної камери виконано вихідний канал, сполучений з пульпопроводом 2. Напроти вихідного каналу розміщено трубчасту вставку-ежектор 10, яка сполучає об'єм завірної камери з всмоктувальним каналом 8. Співосно з вставкою 10 встановлено трубку подачі рідини 5, що сполучається з виходом електрогідравлічного клапана 7, через який здійснюється сполучення з

каналом 6 подачі робочої рідини під тиском з ємності (на рисунку не показана).

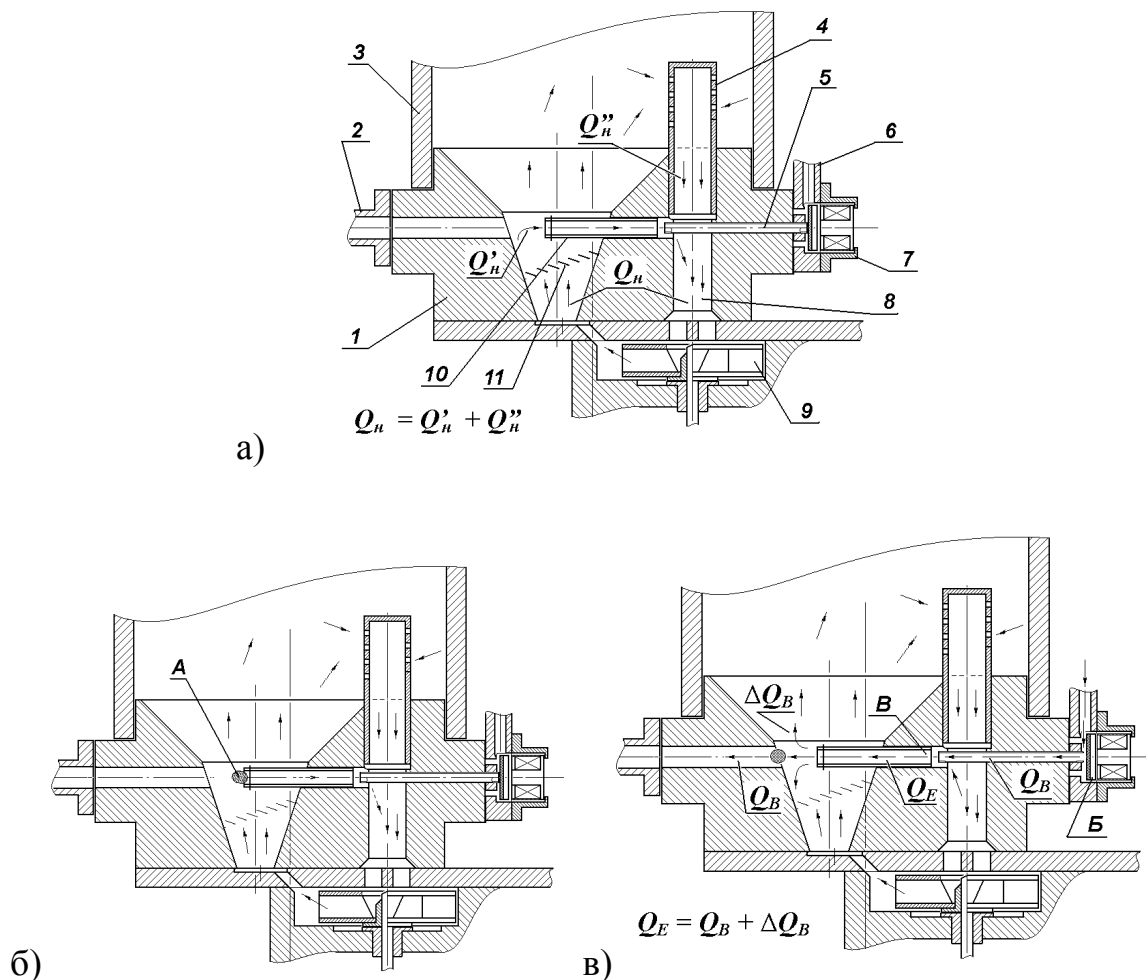


Рис. 1 – Схема дії дозатора для однонасінневого висіву:

a – створення циркуляції рідини; *б* – захоплення насінини; *в* – виштовхування насінини у пульпопровід

Дозатор працює наступним чином. При закритому клапані 7 (рис. 1*a*) насос 9 створює циркуляцію робочої рідини, яка всмоктується з бака 3 через фільтр 4 і подається в забірну камеру 1 з витратою Q_n . Через наявність гідравлічного опору фільтра 4 створюється течія рідини через вставку-ежектор 10 з витратою Q'_n , що зменшує витрату рідини через фільтр Q''_n згідно балансу витрат: $Q_n = Q'_n + Q''_n$.

Течія рідини через вставку-ежектор 10 призводить до захоплення насінини *A* (рис. 1*б*) і утримання її на кінці вставки-ежектора, діаметр якої менший габаритного розміру мінімального перерізу насінини.

Після відкриття електрогідравлічного клапана 7 через камеру *B* (рис. 1*в*) і трубку подачі 5 починає подаватися робоча рідина під тиском з витратою Q_B . Цей потік спрямований з камери всмоктування 8 у забірну камеру 1 і далі – у пульпопровід 2, що і забезпечує виштовхування насінини *A* до пульпопроводу. Розташування кінця трубки подачі 5 і початку *B* вставки-ежектора 10 з зазором викликає підсмоктування рідини з каналу 8 у вставку-

ежектор 10, і через вставку-ежектор рідина тече з витратою Q_E , яка перевищує подачу Q_B : $Q_E = Q_B + \Delta Q_B$.

За умови нерозривності потоку та герметичності бака 3, витрата рідини ΔQ_B «замикається» всередині бака, що запобігає «підсмоктуванню» насіння з забірної камери 1 у пульпопровід 2. Експериментальними випробуваннями ежектора встановлено, що величина цієї витрати при достатній швидкості течії досягає значення подачі рідини через трубку 5:

$$\Delta Q_B \approx Q_B.$$

Дослідження роботи ежектора проводилися за схемою, представленою на рисунку 2. Ежектор поміщався у мірну склянку 1 і на його вхід подавалася вода під тиском. Джерелом води був міський водогін, тиск на вході у трубку подачі 3 контролювався манометром, а регулювання тиску здійснювалось дроселюванням через витратний вентиль (на рисунку не показані). Витрата води через ежектор Q_B визначалася об'ємним способом, а саме шляхом вимірювання часу t_3 заповнення мірного об'єму V_M (рис.2б), коли рівень води підвищувався від нижньої до верхньої межі: $Q_B = V_M/t_3$.

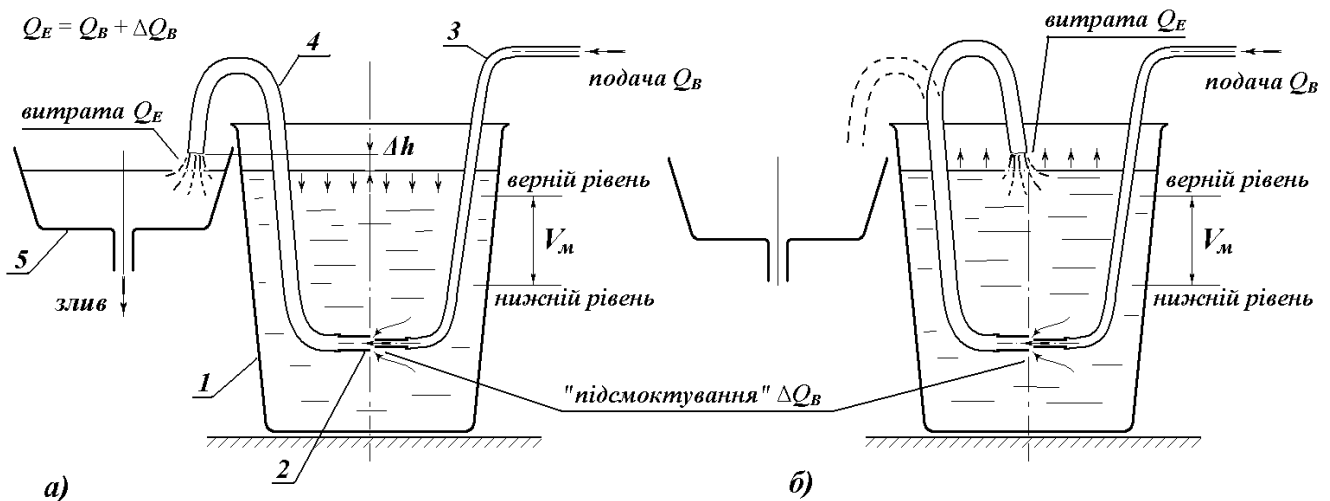


Рис. 2 – Схема дослідження ежектора:

а – злив (спорожнення); *б* – наповнення мензурки; 1 – мензурка; 2 – ежектор; 3 – трубка подачі; 4 – трубка зливу; 5 – зливна ємність

Витрата підсмоктування рідини ΔQ_B обчислювалась як різниця між витратами Q_E через трубку зливу 4 та витрату Q_B через трубку подачі 3: $\Delta Q_B = Q_E - Q_B$. При цьому витрата води через трубку зливу Q_E визначалася шляхом вимірювання часу t_c спорожнення мірного об'єму V_M (рис.2а), коли рівень води знижувався від верхнього до нижнього значення: $Q_E = V_M/t_c$. Для виключення появи ефекту сифона кінець трубки зливу не повинен знаходитися нижче рівня води у мензурці: $\Delta h \geq 0$.

Відношення витрат Q_E/Q_B дорівнює відношенню часу спорожнення до часу наповнення: $Q_E/Q_B = t_3/t_c$.

Вимірювання витрати через дослідний зразок ежектора діаметром 3,5 мм показало, що, при тиску рідини 0,15...0,25 МПа на вході в трубку подачі діаметром 1,7 мм, відношення Q_E/Q_B досягає значень 1,8...2,2.

Для подальших досліджень було виготовлено експериментальний зразок гідропневматичного висівного апарата з дозатором, випробування якого показали, що необхідна електрична потужність приводу циркуляційного насоса зменшується більше, ніж у два рази у порівнянні з варіантом без дозатора (1,5...2 Вт проти 5...8 Вт), а на стабільність пульпоутворення і роботи дозатора впливають в основному геометричні розміри та взаємне розташування каналів у забірній камері.

Для дослідження впливу форми забірної камери на процес утворення пульпи були проведені досліди, які мають наступне теоретичне обґрунтування.

Насіння в забірній камері висівного апарата повинно підніматися потоком робочої рідини, утворюючи пульпу з заданою концентрацією насіння. Процеси утворення пульпи з різноманітних за властивостями твердих частинок детально розглядаються у теорії гравітаційних методів збагачення корисних копалин [4, 5].

У висівному апараті забірна камера повинна мати форму, яка б сприяла захопленню насіння з бака. Розглянемо вплив форми забірної камери на розподіл швидкості течії робочої рідини (зріджуючого агента) по об'єму камери.

При ламінарному витoku ідеальної рідини зневажливо малої маси з отвору діаметром D у не обмежений стінками затоплений простір над дном бака, рідина повинна розповсюджуватися по сферичній поверхні (рис. 3). При відомій швидкості течії рідини V_0 через вхідний отвір, частинка рідини C , розташована на відстані R від центра отвору, повинна мати швидкість V , нормальну до сферичної поверхні, величиною

$$V = V_0 \cdot (F_0/F_c) = V_0 \cdot (D/R)^2/8 \quad (1)$$

де $F_0 = \pi D^2/4$ – площа вхідного отвору;

$F_c = 2\pi R^2$ – площа сферичної поверхні рідини радіусом R .

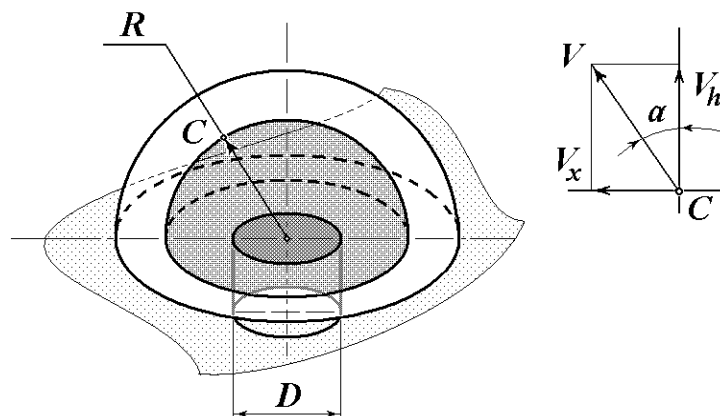


Рис. 3 – Схема ламінарного витoku рідини у затоплений простір через отвір діаметром D

У створенні підйомної сили, яка формує псевдозріджений шар, приймає участь лише вертикальна складова V_h швидкості V . Вертикальна складова V_h швидкості частинки C , розташованої на сферичній поверхні на висоті h над поверхнею дна, може бути знайдена як

$$V_h = V \cdot \cos \alpha = V \cdot (h/R).$$

З урахуванням (1) остаточно можна записати

$$V_h = V_0 \cdot (D^2 h / R^3) / 8.$$

Зважаючи, що у будь-якому випадку $h < R$, можна стверджувати, що зі збільшенням висоти h над дном бака вертикальна складова швидкості потоку рідини зменшується у порівнянні з початковою швидкістю V_0 , причому, максимальне її значення досягається на вертикалі над центром вхідного отвору ($h = R$) і зменшується пропорційно квадрату висоти h^2 . При відхиленні від осі вертикальна складова різко зменшується, практично пропорційно кубу висоти h^3 .

Розглянута форма поверхні витoku нехарактерна для неідеальної рідини. Відомо, що витік рідини у затоплений простір здійснюється у вигляді струменя, параметри якого залежать від в'язкості, початкової швидкості та густини рідини. Приблизний вигляд такого витoku зображено на рис. 4а.

Форма струменя на різних ділянках визначається взаємодією часток рідини, які знаходяться всередині струменя, з частками, розташованими по за межами струменя. На першій ділянці h_1 струмінь стискується і спостерігається «підсмоктування» з навколишнього простору рідини, частки якої захоплюються струменем і залучаються до течії. При цьому кінетична енергія струменя змінюється мало: спостерігається зменшення середньої швидкості часток при одночасному збільшенні їх кількості.

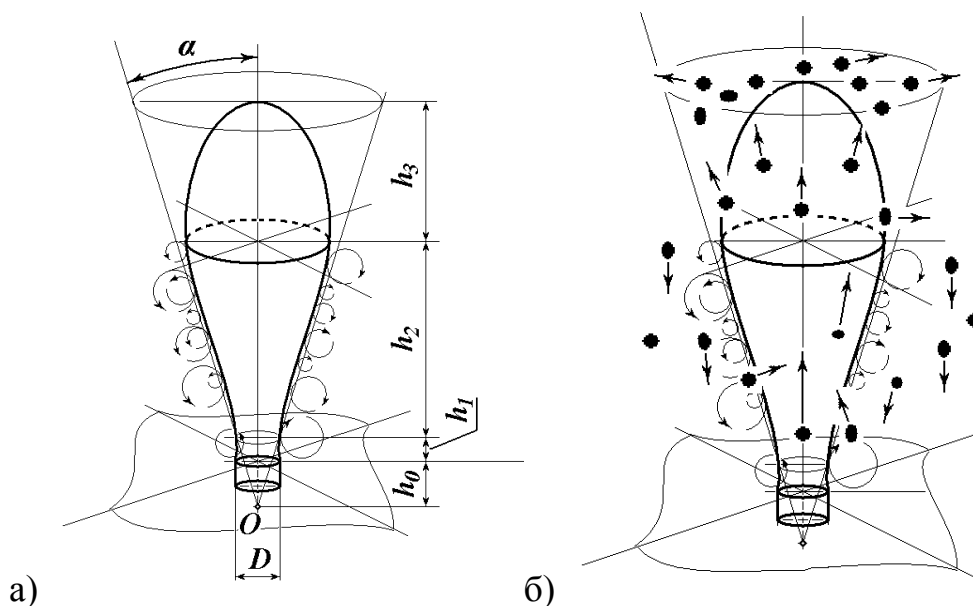


Рис. 4 – Схема витoku рідини у затоплений простір через отвір діаметром D (а) та руху частинок у зоні струменя (б)

На ділянці h_2 частинки рідини гальмуються, втрачають кінетичну енергію, спостерігається подальше «підсмоктування» рідини у струмінь, локальна витрата рідини у потоці збільшується а струмінь розширюється. На поверхні розділу струменя і навколишньої рідини має місце інтенсивне невпорядковане вихроутворення, на що витрачається кінетична енергія струменя. Поверхню струменя на цій ділянці можна розглядати як конічну, з кутом α нахилу твірної конуса до осі, причому вершина конічної поверхні O розташована нижче площини вхідного отвору на відстані h_0 .

На ділянці h_3 контури струменя «розмиваються», струмінь втрачає енергію, режим течії наближається до ламінарного, проте турбулентність не зникає.

Тверді частки (насіння), які знаходяться у рідині, під дією струменя та утворених вихорів здійснюють хаотичний рух (рис. 4б) з переважним переміщенням: безпосередньо у струмені – вгору під дією переважаючих сил гідродинамічного напору, по за межами струменя – рухаються вниз під дією переважаючих сил тяжіння. Це створює циркуляцію твердих часток між рівнями h_2 та h_3 . Концентрація твердих часток збільшується у межах струменя зі збільшенням висоти і за межами рівня h_3 досягає максимального значення при порозності 0,4 [4]. По за межами струменя концентрація твердих часток різко збільшується по мірі віддалення від межі струменя.

Таким чином, об'єм простору, де існує псевдозріджений стан, визначається об'ємом струменя, а концентрація твердих часток у об'ємі псевдозрідженого шару збільшується зі збільшенням висоти.

У експериментальному висівному апараті забірна камера виконана у вигляді конічної поверхні з кутом нахилу твірної конуса до осі α (рис. 5) та діаметром вхідного отвору D , що забезпечує площу перерізу вхідного отвору $F_o = \pi D^2/4$. Потік робочої рідини спрямовується з нижньої звуженої частини і, піднімаючись, розширюється та втрачає швидкість. Якщо кут нахилу твірної конуса забірної камери буде меншим, ніж кут при вершині конуса струменя, що витікає з вхідного отвору, то повинно спостерігатися поступове розширення обмеженого стінками струменя без потрапляння в його об'єм насіння.

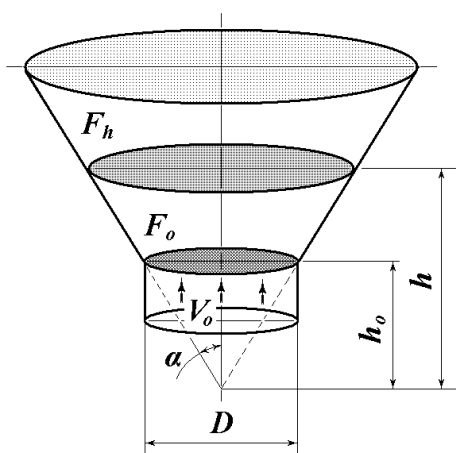


Рис. 5 – Розрахункова схема конічної забірної камери

Площа довільного перерізу на висоті h відносно вершини конічної

поверхні забірної камери визначається як

$$F_h = \pi \cdot (D_h^2) / 4,$$

де D_h – діаметр перерізу на висоті h .

Враховуючи, що $D_h/D = h/h_o$, та $h_o = D/(2 \cdot \operatorname{tg} \alpha)$ – відстань від площини вхідного отвору до вершини конічної поверхні забірної камери, остаточно одержуємо: .

$$F_h = \pi \cdot (2 \cdot h \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2 / 4 .$$

Якщо при сталій витраті робочої рідини на вході швидкість потоку дорівнює V_o , то із збільшенням висоти h середня швидкість потоку V_h буде змінюватися за залежністю:

$$V_h = V_o \cdot (F_o/F_h) = V_o \cdot (h_o/h)^2 .$$

Зменшення швидкості потоку рідини призведе до того, що на деякій висоті у потокові з'явиться досить вузька зона псевдозрідження, де швидкість потоку буде перевищувати першу критичну швидкість $\omega_{кр}^I$ та буде меншою другої критичної швидкості $\omega_{кр}^{II}$ і де тверді частки повинні «витати» під дією сил гравітації та сил гідродинамічного напору. Турбулізація потоку рідини всередині струменя призводить до розширення висоти псевдозрідженого шару.

Якщо кут нахилу твірної конуса забірної камери буде більшим, ніж кут при вершині струменя, то витікання рідини з вхідного отвору буде відбуватися як у не обмежений затоплений простір і за рахунок «підсмоктування» рідини у струмись і її циркуляції, насіння буде захоплюватися з найнижчої зони струменя. При цьому не буде спостерігатися чітко означених меж псевдозрідженого шару.

На параметри струменя, зокрема на його напрямок і кут при вершині, можна впливати, змінюючи параметри вхідного отвору. У конструкції макетного зразка дозатора для цього передбачено спрямовуючу ґратку 11 (див. рис. 1), встановлену безпосередньо над вхідним отвором.

Використання запропонованого дозатора усуває необхідність створення рівномірного розподілу насіння по об'єму пульпи в зоні забору: поштучний відбір насіння здійснюється його захопленням з потоку вставкою-ежектором 10. При цьому достатньо створити струмись об'ємом, співрозмірним з розмірами насіння, що і дозволило зменшити потужність циркуляційного насоса.

Визначення необхідних розмірів забірної камери та її елементів виконаємо відносно характерного розміру – середньостатистичного максимального габаритного розміру насінини, який позначимо D_n .

Для захоплення однієї насінини з потоку у забірній камері співосно з вставкою-ежектором розташовано пульпопровід S (рис. 6) у вигляді трубки з внутрішнім діаметром d_s , більшим у 1,3...1,5 габаритного розміру насінини D_n . Його початок знаходиться у площині кінця вставки-ежектора і має два бічні скоси під кутом 45° до осі, які утворюють забірні отвори-канали для проходу насіння. Захоплення насінини з потоку відбувається за рахунок течії через

вставку-ежектор (рис. 6, 1-2). Після захоплення насінини ця течія практично зникає, насінина закриває як вхід вставки-ежектора, так і отвори-канали, у яких залишається зазор x (рис. 6, 3), менший мінімального габаритного розміру насінини.

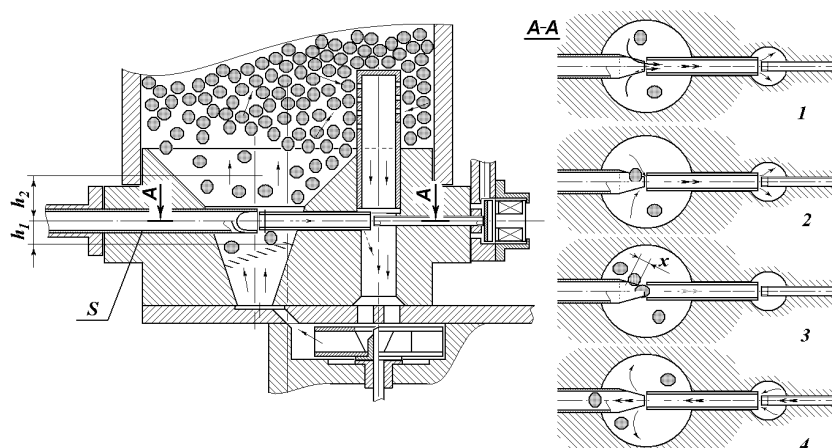


Рис. 6 – Схема забору і подачі насіння

Після подачі рідини під тиском через вставку-ежектор захоплена насінина виштовхується у пульпопровід, а наявність додаткового потоку, створеного ежектором (рис. 6, 4), запобігає захопленню інших насінин.

Для запобігання заклинювання насінин відстань h_1 між ґраткою та віссю вставки-ежектора повинна перевищувати два габаритні розміри насінини D_n . При роботі циркуляційного насоса насіння потоком піднімається над ґраткою і здійснює хаотичний рух. Продуктивність насоса повинна забезпечувати таку інтенсивність потоку, щоб на висоті забірних отворів у потоці знаходилося достатньо насіння, концентрація якого контролюється фотодатчиком, включеним у коло керування приводом насоса. Фотодатчик розташований на висоті $h_2 = 3 \cdot D_n$ над пульпопроводом. Таким чином, висота забірної камери повинна становити $h_1 + h_2 \geq 5 \cdot D_n$.

Діаметр забірної камери у зоні розташування елементів дозатора повинен забезпечувати вільний прохід насіння та його циркуляцію у потоці, і прийнятий рівним $10 \cdot D_n$ (25 мм) конструктивно.

Приведені міркування що до вибору розмірів забірної камери вказують на необхідність застосування дозатора, розрахованого на певний вид насіння. Для забезпечення деякої універсальності висівного апарата, він повинен комплектуватися набором дозаторів. Їх кріплення повинно давати можливість легкого переналагоджування висівного апарата на висів різних культур.

Висновки

1. Створення псевдозрідженого шару з рівномірною концентрацією насіння практично неможливе, що визначає необхідність застосування дозатора для однонасінневого відбору насіння з потоку.

2. Поштучна подача насіння у пульпопровід дозволяє обмежити площу перерізу пульпопроводу, при круглому його перетині достатньо встановити діаметр, який би перевищував максимальний габаритний розмір насіння у

1,2...1,3 рази.

3. Для забезпечення універсальності висівного апарата необхідно комплектувати його змінними дозаторами, пристосованими під висів насіння різних культур.

Список використаних джерел

1. Бойко В.Б. Експериментальне визначення рівномірності висіву насіння гідросівалкою / Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Випуск 11 т. 1(65).– Вінниця: ВНАУ, 2012. С. 89...94.
2. Бойко В.Б., Улексин В.А. Гидропневматический высевающий аппарат для координатного земледелия / Интеграция науки и производства – стратегия устойчивого развития АПК России: Материалы Международной научно-практической конференции. Том 2. – Волгоград: Волгоградский ГАУ, 2013. С. – 105...108.
3. Бойко В.Б., Улексин В.О. Дозатор для однонасінного висіву у гідропневматичному висівному апараті. // Механізація та електрифікація сільського господарства. Випуск 98. Т.1. – Глеваха, 2013. С. 442-446
4. Верхотуров М.В. Гравитационные методы обогащения. – М.: МАКС Пресс, 2006. – 352 с.
5. Лященко П.В. Гравитационные методы обогащения. – М.-Л.: ГНТИ нефтяной и горно-топливной литературы, 1940. – 360 с.
6. Спосіб координатного гідропневматичного висіву насіння та пристрій для його реалізації. Патент України UA № 99860 A01C7/04. Бюл. № 19, 2012.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДОЗАТОРА ДЛЯ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА

Улексин В.А., Бойко В.Б.

Приведены результаты теоретических исследований и практических работ по созданию дозатора для односеменного высева семян с помощью гидропневматического высевающего аппарата.

Annotation

SUBSTANTIATION OF THE PARAMETERS OF THE DISPENSER FOR HYDRO-PNEUMATIC SOWING MACHINE

V. Uleksin, V. Boyko

The results of theoretical research and practical work on the creation of a metering device for precision seeding with hydro-pneumatic sowing machine.

ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЙ РУХУ ЛЕГКИХ ДОМІШОК В ОСНОВНІЙ ЗОНІ ОЧИСТКИ КОНУСНО-КАСКАДНОГО ВІЯЛО-КІЛЬЦЕВОГО ПНЕВМОСЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

Сліпченко М.В. к.т.н., доц.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В статті розглянуто визначення траєкторій руху легких домішок в основній зоні очистки експериментальним та теоретичним шляхом. Встановлено їх залежність від конструктивно-технологічних параметрів.

Постановка проблеми. Очищення зернових сумішей (ЗС) від легких домішок здійснюється за допомогою повітряного потоку (ПП). Ефективність очистки ЗС залежить не тільки від кута, під яким ПП зустрічається з ЗС, а й від швидкості їх руху та подальшої траєкторії руху ПП з виділеними легкими домішками. Для підвищення ефективності процесу очистки ЗС від легких домішок створено новий віялово-кільцевий конусно-каскадний пневмосепаруючий пристрій (ПСП), що встановлюється на сепараторах серій СВС та БЦСМ ВАТ "Вібросепаратор" (м. Житомир) [1]. Очищення ЗС у розробленому ПСП здійснюється як у основній, так і в трьох додаткових зонах, що потребує визначення факторів, впливаючих на ефективність процесу очистки.

Формулювання цілей статті. Визначення траєкторій руху легких домішок, ЗС та ПП в основній зоні очистки створеного ПСП. Встановлення конструктивно-технологічних параметрів, що впливають на траєкторії руху легких домішок.

Основна частина. Визначення траєкторій руху у розробленому ПСП (рис. 1) експериментальними методами пов'язано зі значними труднощами, що не дозволяють візуалізувати результати досліджень. А визначення траєкторій на лабораторній установці є більш зручним, дозволяє швидко змінювати конструктивно-технологічні параметри та дозволяє візуалізувати результати досліджень (рис. 2) та порівняти з даними отриманими теоретично.

Для встановлення траєкторій руху частинок використовуємо розрахункову схему, представлену на рис. 3.

Векторне рівняння, що описує рух домішок у основній зоні очистки, має вигляд [2, 3]:

$$m \frac{d\vec{v}_2}{dt} = -mg\vec{k} - 6\pi\mu_3 a_2 (\vec{v}_2 - \vec{w}_{III}), \quad (1)$$

де $m = \rho^0 \frac{4}{3} \pi a^3$ – маса частинки;

a_2 – радіус частинки («еквівалентний» радіус);

μ_3 – коефіцієнт динамічної в'язкості засміченого ПП;

$\vec{V}_2 = \dot{x}_2 \vec{i} + \dot{z}_2 \vec{k}$ – вектор швидкості руху частинки домішок;

$\vec{w}_{ВП} = w_{ВП} \sin \beta \vec{i} + w_{ПП} \cos \beta \vec{k}$ – швидкість ПП, 2 - зернова фаза, 3 - домішкова фаза.

Розв'язок цього рівняння описано у [4]. Це дозволяє встановити траєкторію руху у основній кільцевій зоні очистки і порівняти отримані теоретичні та експериментальні дані.

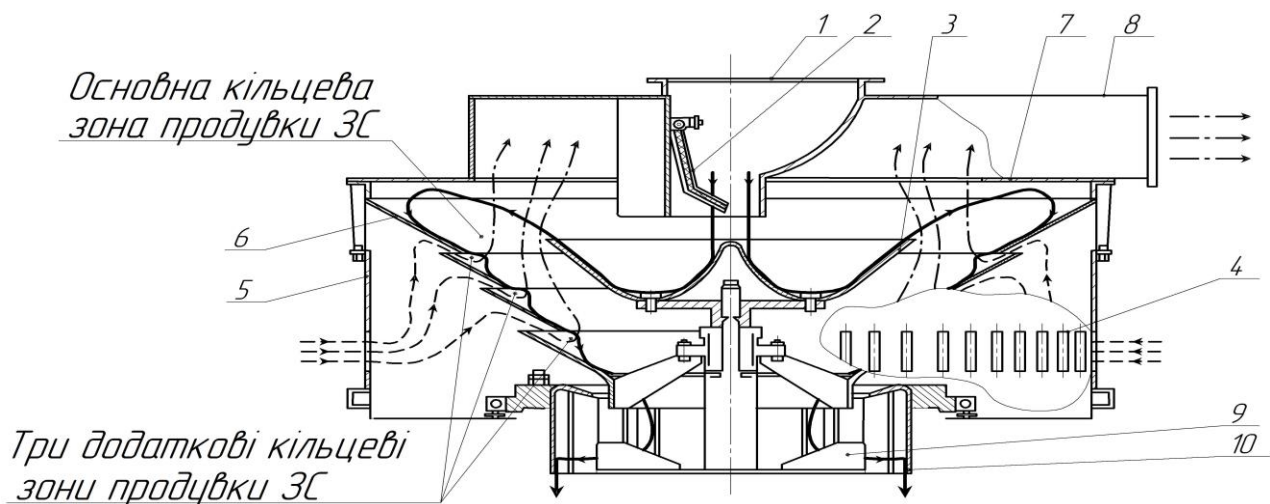


Рис. 1 – Конструктивна схема розробленого віяло-кільцевого конусно-каскадного ПСП:

1 - патрубок завантажувальний; 2 - клапан дозуючий; 3 - розкидач тарілчастий; 4 - вікна повітрязабірні; 5 - кожух сепаратора; 6 - конус каскадний складений; 7 - діафрагма; 8 - патрубок відвідний; 9 - розкидач дисковий; 10 - блок решітний; \longrightarrow – рух ЗС; $-\cdot-\cdot$ – ПП; $-\cdot-\cdot$ – ПП з легкими домішками.

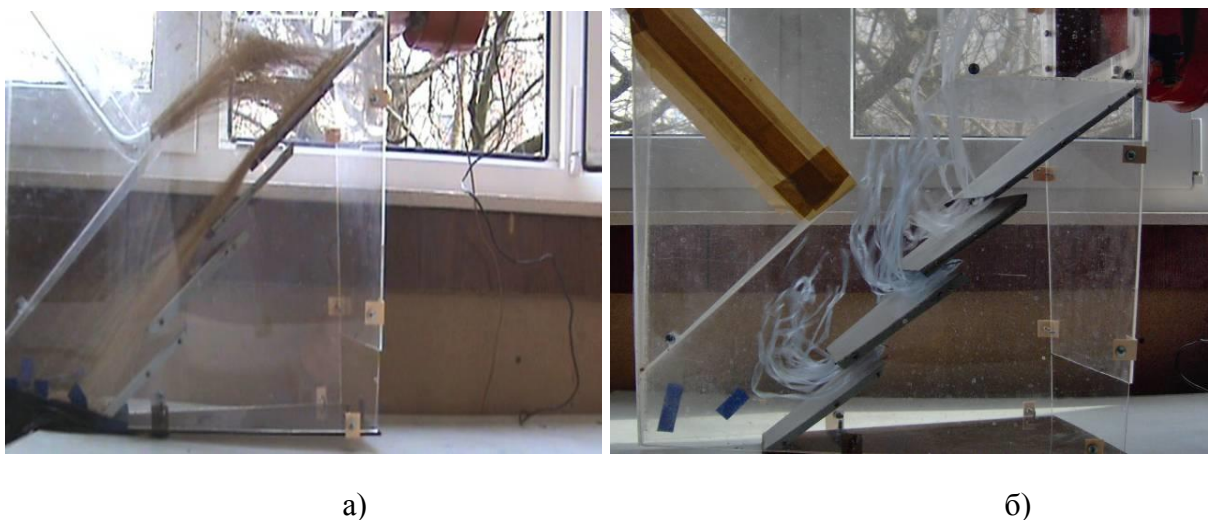


Рис. 2. Візуалізація траєкторій руху:

а) – ЗС, б) – ПП з легкими домішками

На динаміку руху частинок у основній кільцевій зоні очистки значний вплив здійснює динаміка руху ЗС по тарілчастому розкидачу (ТР) [4]. Тому з'ясуємо, як впливають на траєкторію руху як умови сходу ЗС з тарілчастого розкидача, так і конструктивно-технологічні параметри ПСП. Значення оптимальних кутів α та β встановлено попередньо [4]. Априорі встановимо, що за траєкторією руху легких домішок можна спрогнозувати ймовірність їх вилучення. Так, якщо на обмеженій довжині (ширина кільцевого каналу основної зони очистки – координата x на рис. 4-7) частинка перетне верхню границю ($z = 0,2$ м), то будемо вважати її вилученою.

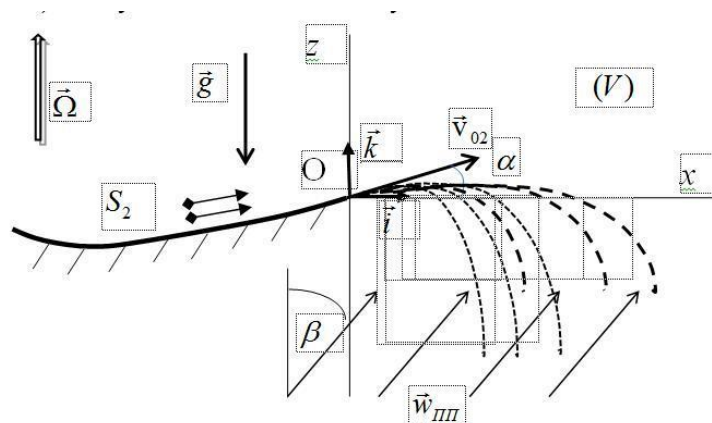


Рис. 3. Розрахункова схема руху потоку ЗС в основній кільцевій зоні.

Теоретичними дослідженнями встановлено, що на вилучення домішок в основній кільцевій зоні впливають істотно умови сходу їх з ТР. Так як траєкторії руху частинок легких домішок залежать від їх положення в шарі, то найгірші умови вилучення будуть у частинок, що знаходяться в нижній частині шару. Розглянемо шар ЗС висотою 0,04 м.

При підвищенні кутової швидкості ТР маємо більшу довжину польоту домішок (рис. 4). Зі збільшенням кутової швидкості ТР від 6,2 до 12,4 с^{-1} горизонтальна проекція траєкторії часток збільшується в 4,3 рази, з 0,045 до 0,195 м. Залежності 1-4 перетинають верхню межу графіка, що свідчить про їх вилучення. Використання ПСП з великими розмірами основної кільцевої зони вимагає застосування більш продуктивних вентиляторів (збільшення витрат повітря при збільшенні ширини кільцевої зони) [5]. Так як ТР встановлений на одній осі обертання з блоком решіт, то для забезпечення необхідного для процесу сепарування ЗС коефіцієнта відцентровості [5], кутова швидкість ТР фіксована [6]. Наступні залежності отримані для цієї кутової швидкості. Ці значення дозволяють визначити ширину основної кільцевої зони очищення.

Проаналізуємо вплив інших факторів на траєкторії легких домішок. Зі збільшенням розмірів частинок від 1 до 2 мм протяжність проекцій їх траєкторій збільшується в 1,8 разів, з 0,14 до 0,25 м. Причому, як видно з рис. 5, частинки розміром 2 мм не перетинають верхню межу, а значить - не вилучаються з нижніх шарів. Для їх вилучення необхідне збільшення швидкості ПП.

Майже аналогічні дані отримані і для частинок розміром 1,5 мм при

збільшенні насипної щільності з 150 до 450 кг/м³ (рис. 6). Протяжність проєкцій траєкторій збільшується в 1,6 разів, з 0,16 до 0,25 м. Звідси випливає, що збільшення розмірів частинок і насипній щільності впливають на збільшення протяжності проєкцій траєкторій майже в рівній мірі. А при виборі ширини основної кільцевої зони очищення необхідно враховувати обидва показники.

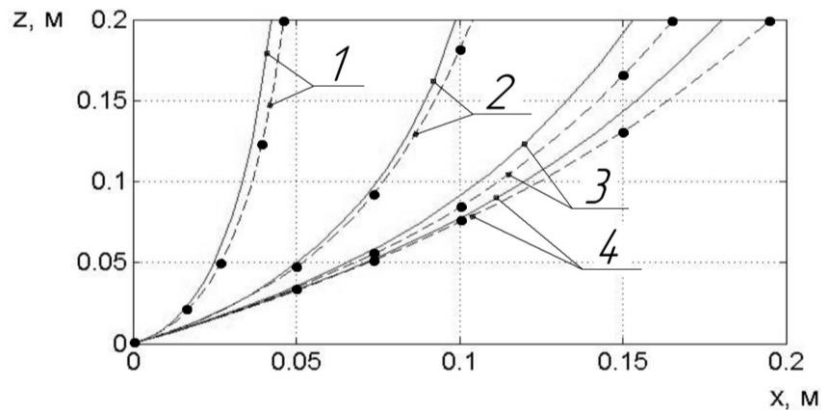


Рис. 4. Траєкторії частинок домішок в основній зоні очищення розробленого ПСП в залежності від кутової швидкості ТР:

1) – $\Omega = 6,2 \text{ c}^{-1}$; 2) – $\Omega = 8,7 \text{ c}^{-1}$; 3) – $\Omega = 11,2 \text{ c}^{-1}$; 4) – $\Omega = 12,4 \text{ c}^{-1}$; _____ – теоретичні; - - - - - експериментальні ($h=0,04 \text{ м}$; $a_2 = 0,001 \text{ м}$, $\rho_2 = 300 \text{ кг/м}^3$, $V_{III} = 5 \text{ м/с}$)

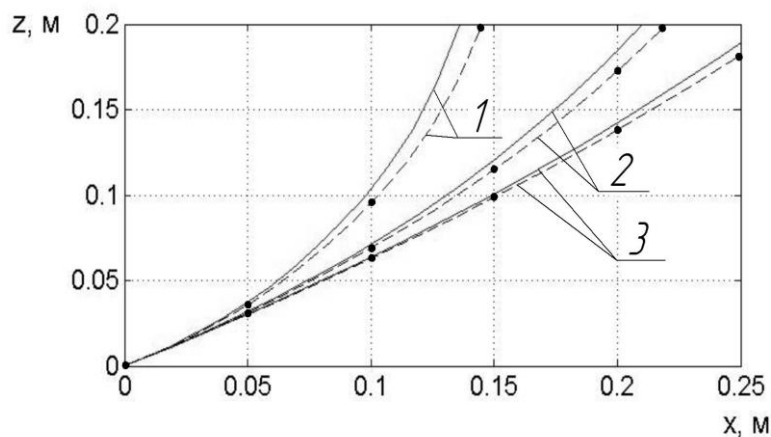


Рис. 5. Траєкторії частинок домішок в основній зоні очищення розробленого ПСП при розмірах їх часток:

1 – $a_2 = 0,001 \text{ м}$; 2 – $a_2 = 0,0015 \text{ м}$; 3 – $a_2 = 0,002 \text{ м}$; _____ – теоретичні; - - - - - експериментальні ($V_{III} = 5 \text{ м/с}$, $h = 0,04 \text{ м}$, $\rho_2 = 300 \text{ кг/м}^3$)

Збільшення швидкості ПП дозволяє вилучати частинки більших розмірів або насипної щільності (рис. 7). На практиці його значення обмежується нормами втрат зерна. Для частинок розмірами 1,5 мм і щільністю 300 кг/м³

підвищення швидкості ПП з 5 до 7 м/с зменшують протяжність проєкцій траєкторій вилучених частинок на 15,9%, з 0,22 до 0,185 м.

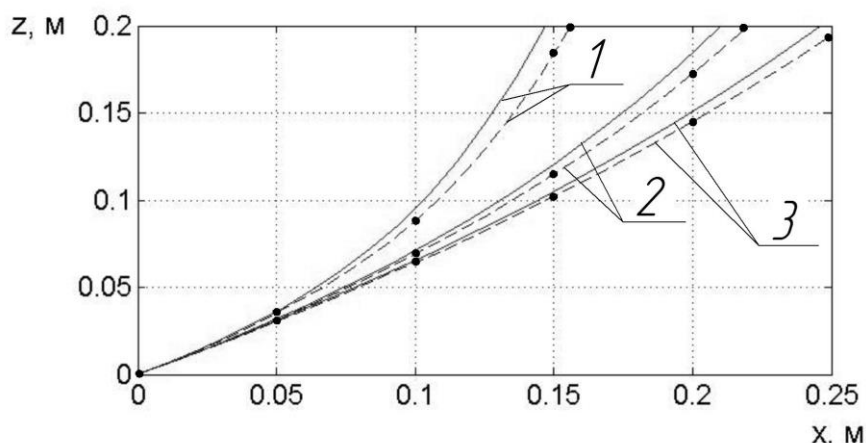


Рис. 6. Траєкторії частинок домішок в основній зоні очистки розробленого ПСП при їх насипній щільності:

1 – $\rho_2 = 150 \text{ кг/м}^3$; 2 – $\rho_2 = 300 \text{ кг/м}^3$; 3 – $\rho_2 = 450 \text{ кг/м}^3$; ———— – теоретичні; - - - - - експериментальні ($V_{III} = 5 \text{ м/с}$, $h = 0,04 \text{ м}$, $a_2 = 0,0015 \text{ м}$)

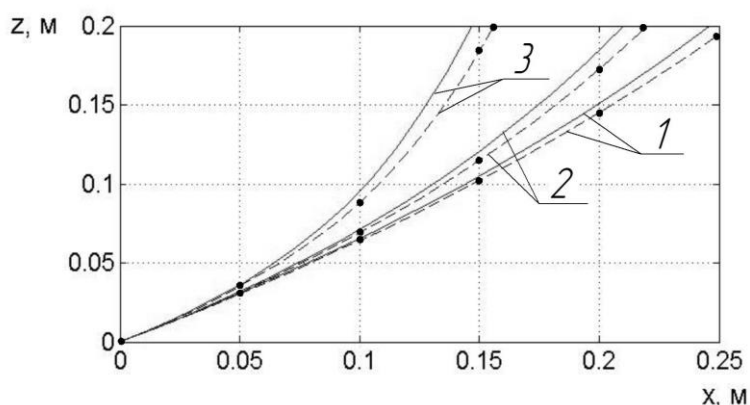


Рис. 7. Траєкторії частинок домішок в основній зоні очистки розробленого ПСП при швидкості ПП:

1 – $V_{III} = 5 \text{ м/с}$; 2 – $V_{III} = 6 \text{ м/с}$; 3 – $V_{III} = 7 \text{ м/с}$; ———— – теоретичні; - - - - - експериментальні ($\rho_2 = 300 \text{ кг/м}^3$, $h = 0,04 \text{ м}$, $a_2 = 0,0015 \text{ м}$)

Висновок. Теоретично та експериментально встановлені траєкторії руху домішок мають розбіжність менш ніж 5 %, що підтверджує адекватність побудованої математичної моделі та дає змогу в подальшому теоретично визначати ефективність очистки, або розрахувати параметри основної зони очистки.

Таким чином, маючи дані про склад ЗС і конструктивно-технологічні параметри ПСП, можна прогнозувати можливість вилучення легких домішок, а також ефективність процесу очистки.

Список використаних джерел

1. Пат. 50587 Україна, МПК⁹ В07В 1/00, В07В 4/00. Вібровідцентровий сепаратор / Тіщенко Л.М., Пастушенко М.Г., Харченко С.О., Сліпченко М.В.; заявник та власник Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка. № у 201000743; заявл. 26.01.10; опубл. 10.06.10, Бюл. №11/2010.
2. Калиткин Н.Н. Численные методы / Н.Н. Калиткин. – М.: Наука, 1978. – 512 с.
3. Нигматулин Р.И. Основы механики гетерогенных сред / Р.И. Нигматулин. – М.: Наука, 1978. – 336 с.
4. Слипченко М.В. Исследование очистки зерновых смесей при сходе с тарельчатого разбрасывателя пневмосепарирующего устройства виброцентробежного сепаратора / М.В. Слипченко // Motrol. Commission and Energetacs in Agriculture. – Lublin-Rzeszów, 2014. – Vol. 16, No 7. – P. 89-91.
5. Гончаров Е.С. Механико-технологическое обоснование и разработка универсальных виброцентробежных зерновых сепараторов: Автореф. дис. ...докт. техн. наук: 05.20.01 "Механизация сельскохозяйственного производства" / Е.С. Гончаров. – М.: ВИМ, 1986. – 34 с.
6. Сепаратор-ворохоочиститель самоходный СВС-25. Паспорт. – Житомир: Облполиграфиздат, 2009. – 35 с.

Аннотация

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРАЕКТОРИЙ ДВИЖЕНИЯ ЛЕГКИХ ПРИМЕСЕЙ В ОСНОВНОЙ ЗОНЕ ОЧИСТКИ КОНУСНО-КАСКАДНОГО ВЕЕРО-КОЛЬЦЕВОГО ПНЕВМОСЕПАРИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Слипченко М.В.

В статье рассмотрены определения траекторий движения легких примесей в основной зоне очистки экспериментальным и теоретическим путем. Установлено их зависимость от конструктивно-технологических параметров.

Abstract

DEFINING TRAJECTORY OF MOVEMENT OF LIGHT IMPURITIES IN THE MAIN CLEANING ZONE OF CONE-CASCADE HARP-ANNULAR AIR ASPIRATION DEVICE

M. Slipchenko

The article deals with determining the trajectories of light impurities in the main cleaning zone by experimental and theoretical way. Established their dependence on the structural and technological parameters.

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИСКОВОГО ПЛУГА ДЛЯ РОБОТИ В УМОВАХ ЕРОДОВАНИХ ГРУНТІВ

Теслюк Г.В., доцент, Волик Б.А., доцент

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет

Семенюта А.М., к.т.н.

ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ»

В роботі обґрунтована доцільність використання дискового плуга для обробітку ґрунтів, що схильні до вітрової та водної ерозії. Запропонована конструкція диска, наведені основні положення аналітичної моделі його взаємодії з ґрунтом. Представлені результати польових досліджень.

Постановка проблеми. Обробіток ґрунту в умовах еродованих ґрунтів має певні особливості. Як правило, такі ґрунти утворюються при занадто інтенсивній механічній обробці, яка призводить до появи на денній поверхні ерозійно небезпечних агрегатів. Друга особливість полягає в тому, що найбільш інтенсивно процес відбувається на ділянках, що мають ухил місцевості. Тому, задача ґрунтообробної машини при роботі на еродованих ґрунтах полягає в тому, щоб:

- максимально зменшити утворення ерозійно небезпечних агрегатів;
- забезпечити їх перенесення в нижні шари обробляемого шару;
- в разі ухилу місцевості - попередження зносу верхнього розпушеного шару ґрунту вниз вздовж ділянки.

Традиційно ці задачі вирішують відмовою від полицевого обробітку на користь плоскорізного. Але як показує практика, повна відмова від обробітку з обертом шару не бажана.

Дисковий плуг має суттєві переваги перед полицевим. Це менший тяговий опір і профіль борозни з гребенями на дні, що зменшує імовірність зсуву ґрунту. Але, його параметри відпрацьовувались для умов звичайної експлуатації, тобто без врахування еродованості ґрунтів. Таким чином, існує проблема його застосування саме в таких умовах [1,3,7].

Аналіз досліджень і публікацій. Відомо [2,5,8], що диски з внутрішніми вирізами забезпечують кращу якість та меншу енергоємність розпушення за рахунок того, що значна частина ґрунту, підрізаного зовнішньою різальною кромкою диска, проходить через вирізні вікна на його робочій поверхні і частково заповнює утворену борозну. Найбільш повно роботи дискового плуга в умовах півдня і центру України досліджено А.М.Семенютою [6], яким була доведена можливість його застосування в широкому діапазоні ґрунтово-кліматичних умов, аж до екстремальних. Об'єднує всі роботи те, що за основу в дослідженнях взяті сферичні диски, які інтенсивно обертають шар. В нашому випадку це не є бажаним.

Останнім часом в ґрунтозахисній технології з'явився так званий гребеневокулісний обробіток. Він полягає в тому, що стерня і рослинні рештки формуються в щільні стерньові куліси, які розміщуються у вигляді безперервних стрічок впоперек схилу. Обробіток виконують плугом, на якому замість передплужників встановлені плоскі диски. Нас зацікавило таке рішення. Перспектива його бачиться в тому, що замість встановлення додаткового диска, можна розробити дисковий плуг з дисками спеціальної конструкції, які забезпечать виконання технологічного процесу.

Метою роботи є обґрунтування раціональних конструктивних параметрів та дослідження дискового плуга, який забезпечує задану якість розпушення та утворює профіль борозни, що запобігає ерозії ґрунту.

Виклад основного матеріалу. Дисковий робочий орган (рис.1) повинен підрізати шар ґрунту і спрямувати його на поверхню диска. Завдяки вирізам 3 дрібні агрегати 2 повинні просипатись на дно борозни, а не порушений завдяки кореневій системі шар 4 виноситься за межі борозни і займає положення 5. Обертання шару не бажане, тому диск повинен бути плоским.

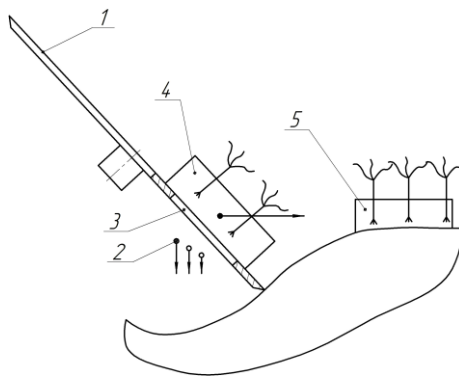


Рис. 1 – Схема гребеневокулісного обробітку ґрунту

Таким чином, для сталого виконання диском заявленого технологічного процесу необхідно обґрунтувати наступні його параметри :

- кути постановки диска до вертикалі і напрямку руху;
- розміри і кількість вирізів на його поверхні;
- ширину зовнішнього ободу диска.

За основу аналітичних досліджень нами взята теорія внутрішньої напруги А.М.Панченко [4]. Методика дозволяє оцінити прогнозований приведений діаметр агрегатів, що утворюються в ґрунті під дією робочого органу. Основні положення методики:

- робочий орган розглядається як сума нескінченно малих тригранних клинів;
- кожен клин виконує зминання шару ґрунту за напрямком руху і відколює так звану призму ґрунту, об'єм якої розпушується у відповідності до теорії внутрішньої напруги;
- визначається загальний об'єм елементарних призм ґрунту;
- методом чисельного інтегрування знаходиться загально площа поверхні призми ґрунту;

- визначається внутрішня напруга у сумарній призмі ґрунту і підраховується ступінь розпушення;
- поділивши об'єм сумарної відколотої призми ґрунту на ступінь розпушення, отримуємо середньостатистичний об'єм утворених агрегатів.

Для визначення площі поверхні та об'єму відколотої призми ґрунту розглянемо ряд розрахункових схем. Схема перша (рис.2.).

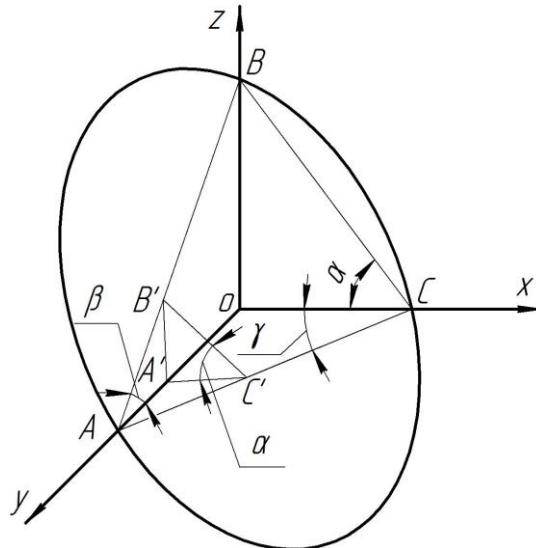


Рис. 2 – Розрахункова схема до визначення основних параметрів диска

Помістимо диск в систему координат таким чином, щоб напрямок його руху співпадав з віссю X. З'єднавши точки перетину диска з вісями координат отримуємо трикутник, який являє собою тригранний клин з кутами : розпушення α , обертання β і зсуву γ . Поверхню диска можна розглядати як поверхню, що утворена переміщенням нескінченно тонких клинів A'B'C'. Від кожного елементарного клина розповсюджується лінія сколу (рис.3) [4].

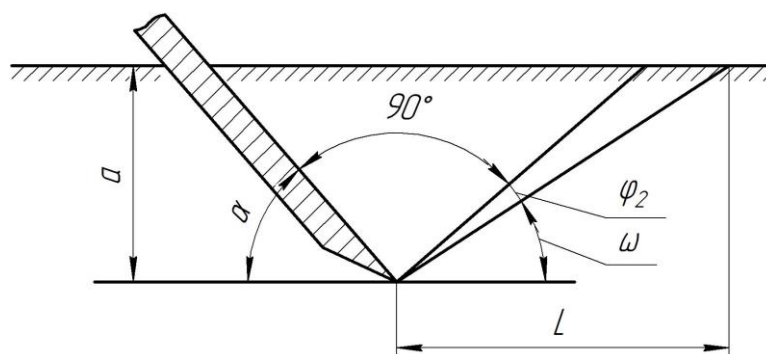


Рис. 3 – Схема розповсюдження лінії сколу від елементарного клина:

a – миттєве значення глибини підкопування конкретним елементарним клином; α – кут атаки клина (кут розпушення); φ_2 – кут внутрішнього тертя ґрунту; ω – напрямок розповсюдження лінії сколу

Підсумувавши дію всіх елементарних клинів отримуємо перевернуту призму відколотого ґрунту (рис.4). Прийнявши за основу дві попередні моделі

Кути постановки диска до напрямку руху і вертикалі прийняті за аналогією з серійними дисковими плугами.

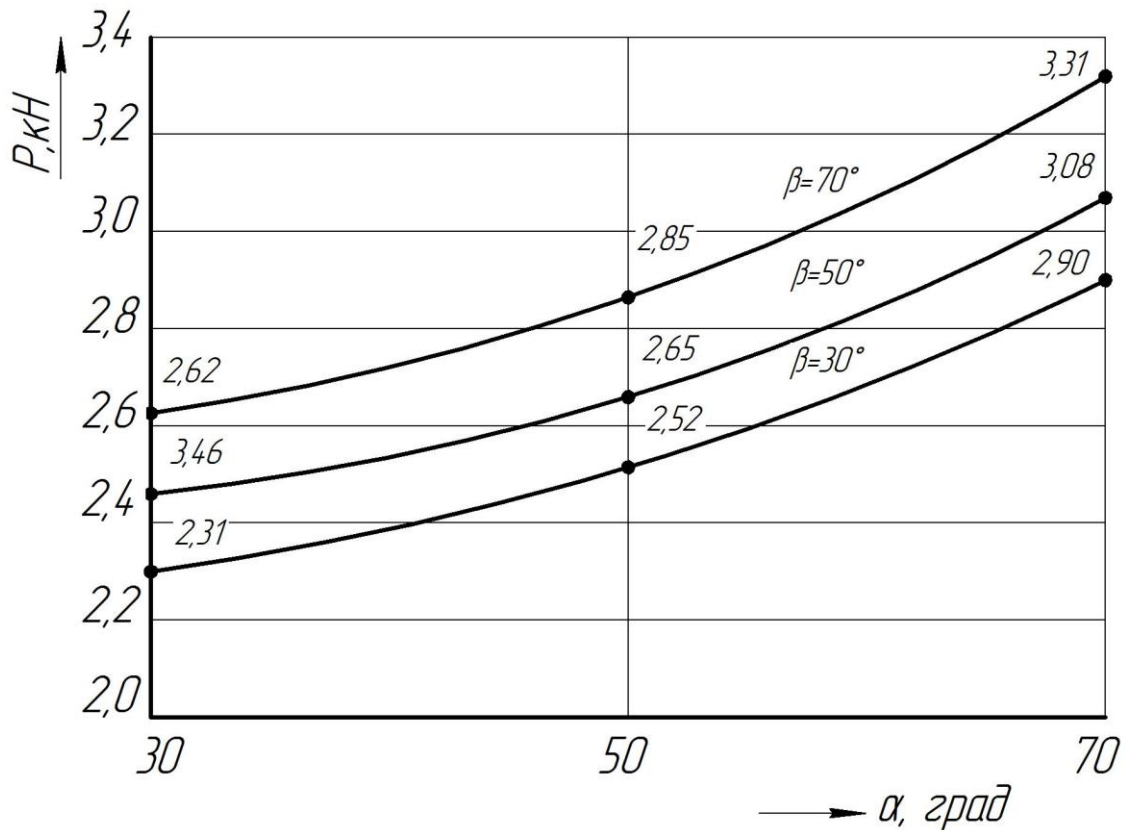


Рис. 5 – Залежність опору різання від кутів постановки диска до напрямку руху (α) і вертикалі (β)

Аналіз наведених залежностей показує зростання опору різання з зростанням кутів постановки і інтенсивність зростання збільшується. На наш погляд, це пов'язане з тим, що лінія сколу від дна борозни змінює свій напрямок розповсюдження і це призводить до непропорційного збільшення її довжини.

Слід також відмітити, що при кутах постановки до напрямку руху більше за 50° закон тріщиноутворення, який гласить, що лінія сколу розповсюджується вперед під кутом $90^\circ + \varphi_2$ до леза, потребує внесення поправочних коефіцієнтів. Але у зв'язку з тим, що в літературних джерелах ці коефіцієнти рекомендовано знаходити експериментальним шляхом, нами введено невелике корегування в діапазоні $k = 1,05 - 1,10$.

За формулою (2.3) визначимо коефіцієнт подрібнення і приведений середній кінцевий діаметр агрегатів. В розрахунках прийнято [4] :

$$E = 37,5 \cdot 10^4 \text{ кН/м}^2$$

$$G = 638 \text{ кН/м}^2$$

Умовний початковий розмір структурованого агрегату

$$D_{k50H} = \sqrt[3]{a \cdot b_3 \cdot K_L} = \sqrt[3]{0,15 \cdot 0,3 \cdot 1} = 0,35 \text{ м}, \quad (5)$$

де a – глибина оранки;

b_3 – приведена ширина захвату (ширина захвату залежить від кутів постановки диска. Приймаємо максимальне значення $b_3 = 0,3\text{ м}$.);
 $K_L = 1$ [4].

Приведений кінцевий діаметр агрегатів

$$D_{K50K} = \frac{D_{K50H}}{i}. \quad (6)$$

Результати розрахунків показують, що коефіцієнт подрібнення знаходиться в діапазоні

$$5,25 < i < 7,09,$$

Що відповідає приведеному кінцевому діаметрі агрегатів

$$0,05 \text{ м} < D_{K50K} < 0,07 \text{ м}$$

Машина повинна забезпечувати сталу роботу у всьому діапазоні зміни кутів постановки дисків. Тому, вирізи в диску повинні забезпечувати проходження грудок діаметром до 70 мм. Для обґрунтування параметрів вирізу розглянемо розрахункову схему (рис.6.).

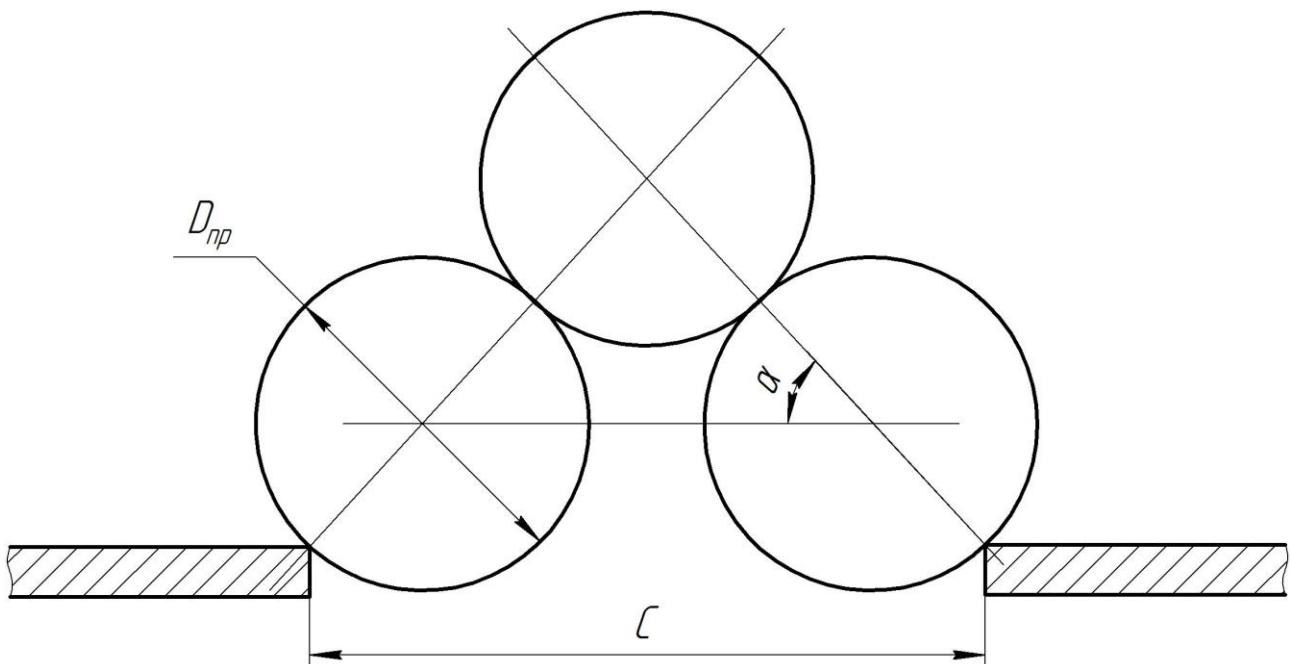


Рис. 6 – Розрахункова схема до визначення необхідної ширини вирізу

Для обґрунтування скористуємось основними положеннями теорії витікання через отвори (теорія бункера) А.М.Панченко. Уявимо, що ґрунтові агрегати близькі за розмірами до куль, діаметром $D_{пр}$. Положення таких агрегатів характеризується кутом укладання α . Найбільш стійке положення утворюється тоді, коли цей кут становить 60° . Найменш стійке при $\alpha = 90^\circ$. Обидва ці положення малоймовірні кут укладання знаходиться в діапазоні:

$$60^\circ < \alpha < 90^\circ$$

В розрахунках приймаємо гірший варіант:

$$C > 3 \cdot D_{\text{ГР}} \cdot \cos \alpha = 3 \cdot 70 \cdot 0,866 = 182 \text{ мм.}$$

Приймаємо $C = 185 \text{ мм.}$

Довжина отвору за тією ж теорією повинна становити

$$L > \frac{4 \cdot r_0 \cdot (1 + 2 \cdot \sin \varphi_1)}{K_1 \cdot \gamma}, \quad (7)$$

де $K_1 = 0,8$ – коефіцієнт форми (форма близька до прямокутної);

r_0 – зсувна характеристика (визначається за законом Кулона);

$\gamma = 1,4 \text{ т/м}^3$ – питома вага ґрунту;

$\varphi_1 = 35^\circ$ – кут зовнішнього тертя ґрунту по сталі.

Такі розміри дозволяють виконати 4 вирізи. Таким чином, нами отримані параметри диска, які задовольняють вимогам технологічного процесу.

Для перевірки адекватності висунутої моделі було виконано ряд польових експериментів. На серійний трикорпусний дисковий плуг були встановлені диски запропонованої конструкції (рис.7) і плугом була оброблена ділянка з стернею багаторічних трав. Після проходження агрегату знімався шар ґрунту і просіювався на решетах класифікатора механічного стану.



Рис. 7 – Дослідний зразок дискового плуга

Аналіз отриманих даних показує наступне.

Коефіцієнт структурності в нижньому горизонті для обох дисків як суцільного, так і вирізного практично однаковий. Це є наслідком того, що нижня частина обробляється суцільною частиною вирізного диска і різниці практично не відчувається. Але верхній горизонт в вирізного диска відчуває меншу механічну дію і тому агрономічно цінних агрегатів утворюється значно менше і до того ж вони просипаються у нижні горизонти.

Кількість ерозійно небезпечних часток діаметром менше за 1,0 мм у верхньому шарі в разі вирізного диска до трьох разів менше. По-перше, їх менше утворюється, по-друге – вони просипаються в нижні шари.

В разі суцільного диска агрономічно цінні агрегат розподіляються однаково за всім оброблюваним шаром, що можна пояснити однаковою дією робочого органа. Але, ерозійно небезпечних часток в поверхневому шарі у двічі більше. Останнє можна пояснити додатковим розпушенням за рахунок ударної дії при відкиданні шару ґрунту.

Кількість агрегатів, які за приведеним діаметром більші за 75 мм, тобто які не пройшли крізь решето 75 мм в обох варіантах практично однакова. На наш погляд це пояснюється тим, що ці агрегати скріплює коренева система рослинних решток і для їх кришення треба більш інтенсивна дія робочого органа.

Вміст агрегатів з приведеним діаметром 50 – 70 мм за результати просіювання становить 60 – 70 відсотків, що в цілому відповідає визначеному аналітично.

Висновки. Проведеними польовими дослідженнями підтверджені основні положення робочої гіпотези про доцільність використання плоских вирізних дисків для роботи в умовах еродованих ґрунтів.

Аналіз отриманих експериментальних даних показує суттєву різницю в роботі суцільного і вирізного дисків. Вирізний диск практично не виносить з нижніх горизонтів мілкі агрегати, бо відсутній сам механізм такого винесення. Одночасно з цим, з поверхні видалені практично 90 – 95 % мілких агрегатів.

Список використаних джерел

1. Ковбаса В. П. Напруження та вигляд напруженого стану у ґрунтовому напівпросторі перед дисковим робочим органом / В. П. Ковбаса, В. О. Дубровін // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. - Харків, 2003. - Вип. 20. – С. 150-157.
2. Мударисов С. Г. Дисковые орудия с адаптирующимися рабочими органами / С. Г. Мударисов // Картофель и овощи.– 2005. - №4. – С. 30 - 31.
3. Обґрунтування радіусу кривизни робочої тороїдальної поверхні дискового робочого органу ґрунтообробного знаряддя / Б. А. Шелудченко, М. П. Фомін, В. О. Губенко, О. В. Вітовський // Механізація

- сільськогосподарського виробництва: Збірник наукових праць Національного аграрного університету. – К., 1998. – Т. IV. - С. 97-100.
4. Панченко А. Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / А. Н. Панченко.- Днепропетровск: ДГАУ, 1999. – 140 с.
 5. Результати польових досліджень дискового плуга в умовах півдня України / [Теслюк Г., Волик Б., Лісунов П., Лепеть Є.] // Техніка і технології в АПК: науково-виробничий журнал. – Дослідницьке, УкрЦВТ. – 2014. – Вип.6(57). – С.22-26.
 6. Семенюта А.М. Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга: автореф. дис..на здобуття ступеня канд.. техн. наук / А.М.Семенюта. – Мелітополь, 2014. – 23 с.
 7. Шевченко И. А. Математическая модель взаимодействия дискового рабочего органа с почвой / И.А. Шевченко // Праці ТДАТА. - Мелітополь, 1999. – Вип. 1, т.10.– С. 124 – 130.
 8. Шубенко В.О. Обґрунтування процесу роботи та параметрів кільцевого робочого органу дискової борони : дис. ...кандидата технічних наук : 05.05.11 / Шубенко Владислав Олексійович. – Житомир, 2001. – 155 с.

Аннотация

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДИСКОВОГО ПЛУГА ДЛЯ РАБОТЫ В УСЛОВИЯХ ЭРОДИРОВАННЫХ ГРУНТОВ

Теслюк Г.В., Волик Б.А., Семенюта А.Н.,

В работе обоснована целесообразность использования дискового плуга для обработки почв, подверженных ветровой и водной эрозии. Предложена конструкция диска, приведены основные положения аналитической модели его взаимодействия с почвой. Представлены результаты полевых исследований.

Annotation

DEVELOPMENT OF CONSTRUCTION AND RESEARCH OF DISK PLOUGH FOR WORK IN THE CONDITIONS OF THE WIND-ERODED SOILS

G. Teslyuk, B. Volik, A. Semenuta

We justify the appropriateness of the use of disk plow for soil exposed to wind and water erosion. Proposed konstruktsiya disk lists the general analytical model of its interaction with the soil. The results of field studies.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОВЫШЕНИЯ ПОСЕВНЫХ КАЧЕСТВ СЕМЯН ГОРОХА

**Завгородний А.И., д.т.н., проф., Шептур А.А. к.т.н., доц.,
Хесро Монтасер Хейри, асп., Обыхвост А.В., инж.**

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Приведены результаты исследований возможности повышения посевных качеств семян гороха за счет сортирования на вибрационном сепараторе.

Постановка задачи. Одним из основных направлений увеличения урожайности сельскохозяйственных культур, в том числе гороха, является использование для посева высококачественного семенного материала с высокими урожайными свойствами.

Сепарация семенных смесей осуществляется на существующих зерноочистительных машинах общего назначения, на которых доведение семян до высоких посевных кондиций удается не всегда. Поэтому усовершенствование существующих конструкций зерноочистительных машин для послеуборочной обработки семян и разработка новых имеет важное народнохозяйственное значение.

Эффективность выращивания гороха в значительной степени зависит от качества посевного материала. Только качественно отсортированные семена с высокими посевными свойствами способны обеспечить дружные всходы, от чего в существенной мере зависит урожайность.

Анализ последних исследований и публикаций. Повышение урожайности, в том числе гороха, обеспечивает правильно поставленное производство семян. К семенным материалам предъявляется ряд требований, таких как: высокая всхожесть, энергия прорастания, масса 1000 семян и др.). Этого можно достичь применением новых высокоэффективных способов очистки и сортирования семенных смесей. Один из таких способов реализуется в вибрационном сепараторе семян с малогабаритными деками. В основе конструкции сепаратора лежит новый способ сепарации семенных смесей, основан на использовании микротраекторий движения семян [4].

Исследованиями установлено, что использование вибрационных сепараторов на доочистке и сортировании зерновых смесей сельскохозяйственных культур позволяет за один пропуск довести семян до высоких посевных кондиций [1-4].

Цель исследований. Исследование возможности увеличения посевных свойств гороха за счет сортирования на вибрационном сепараторе с малогабаритными деками.

Результаты исследований. Исследования проводили на вибрационном сепараторе с криволинейным профилем малогабаритной деки, разработанного в

Харьковском национальном техническом университете сельского хозяйства имени Петра Василенко.

Конструктивная схема вибрационного сепаратора представлена на рис.1.

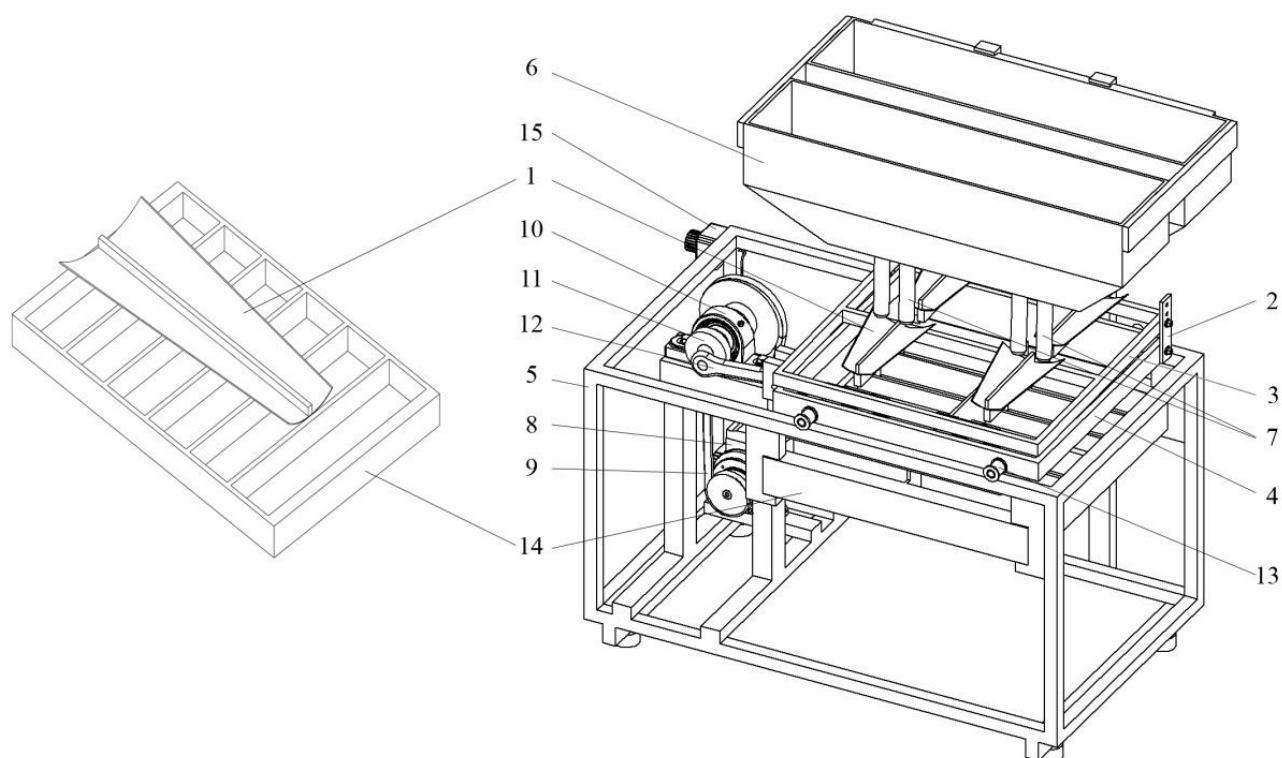


Рис.1-Конструктивная схема вибрационного сепаратора и рабочего органа с приемниками продуктов разделения:

1-рабочий орган – малогабаритная дека; 2-механизм регулировки продольного угла наклона; 3-рама регулировки продольного угла наклона; 4-вибростол; 5-станина; 6-загрузочный бункер; 7-питающее устройство; 8-электродвигатель; 9-клиноременная передача; 10-промежуточная опора; 11-механизм регулировка амплитуды колебания; 12-шатун привода вибростола; 13-ролики; 14-приемники продуктов разделения; 15-пульт управления

Рабочим органом вибрационного сепаратора является деки с отражательными пластинами, имеющих продольный угол наклона к горизонту. Деки соединены с рамой регулировки продольного угла наклона 3 посредством болтового соединения. Для изменения угла наклона рабочего органа 1 имеется механизм регулировки продольного угла наклона 2, состоящего из градуированных направляющих. Рама регулировки продольного угла наклона 3 шарнирно закреплена на вибростоле 4. Вибростол 4 устанавливается на роликах 13, передвигающихся по станине 5. Станина представляет собой сварную конструкцию. Вибростол 4 приводится в действие от электродвигателя постоянного тока 8, через клиноременную передачу 9, промежуточную опору 10, механизма регулировки амплитуды колебаний 11 и шатун 12. Регулировка частоты колебаний рабочего органа осуществляется изменением оборотов вращения электродвигателя. Подача исходной смеси осуществляется из

загрузочного бункера 6, через питающие устройства 7, на рабочие поверхности деки. Для сбора продуктов разделения имеется шесть приемников 14, которые жестко закреплены на станине 5.

Пульт управления 15 соединен с электродвигателем при помощи кабеля. На пульте управления находится тумблер включения и выключения сепаратора и рукоятка для регулировки частоты колебаний рабочего органа.

При работе вибрационного сепаратора исходный материал засыпается в загрузочный бункер, а затем посредством питающих устройств подается на сепарирующие поверхности деки. Под действием прямолинейных колебаний семенной материал распределяется по деке и перемещается по разным траекториям, в зависимости от упругости и формы семян.

Эффективность использования вибросепаратора проверялась на сортировании семян гороха сорта «Модус». В соответствии с ДСТУ 2240-93 «Насіння сільськогосподарських культур. Технічні умови» [5] семена исходной фракции гороха по всхожести являются некондиционными, так как процент всхожести не отвечал требованиям стандарта.

При проведении экспериментальных исследований установочно-кинематические параметры работы сепаратора были следующими: продольный угол наклона рабочего органа 6° ; частота колебаний 620 с^{-1} ; амплитуда прямолинейных колебаний 12 мм.

Результаты лабораторных опытов по сортированию семян гороха на вибрационном сепараторе приведены в табл.1 и на рис.2.

Таблица 1- Результаты сортирования семян гороха на вибрационном сепараторе

Наименование показателей	Исходная смесь	Номер фракции					
		I	II	III	IV	V	VI
Распределение семян по фракциям, %	100	9,01	19,01	29,79	22,55	12,46	7,18
Распределение семян по фракциям нарастающим итогом, %	100	9,01	28,02	57,81	80,36	92,82	100
Энергия прорастания, %	64	51	67	74	70	58	44
Всхожесть, %	85	90	92	97	95	85	79
Масса 1000 семян, г	272	275	281	283	279	269	267
Качество семян	неконд.	кондиционные семена				неконд.	

Анализ полученных результатов сортирования семян гороха на вибросепараторе показывает, что в первые четыре фракции поступили семена гороха с показателями всхожести, энергии прорастания и массой 1000 семян выше исходной смеси. Эти семена имеют более округлую форму и являются более упругими. Семена гороха третьей и четвертой фракций имеют самую высокую всхожесть (97%, 95%) энергию прорастания (74%, 70%) и массу 1000 семян (283г, 279г). Выход кондиционных семян первой-четвертой фракций составил 80,36%.

В пятую и шестую фракции поступили семена более плоские, битые и

менее упругие, выход которых составил 19,64%. Эти семена по посевным качествам уступают семенам первых четырех фракций. Их всхожесть не отвечает требованиям стандарта и являются некондиционными.

Выводы. Использование вибрационного сепаратора с малогабаритными деками, имеющими криволинейный профиль, подтвердили высокую его эффективность на сортировании семян гороха. Установлено, что семена гороха первых четырех фракций имеют самый высокий процент всхожести и массу 1000 семян в сравнении с всхожестью и массой 1000 семян исходной смеси. Таким образом, вибрационный сепаратор можно рекомендовать для повышения посевных качеств семян гороха.

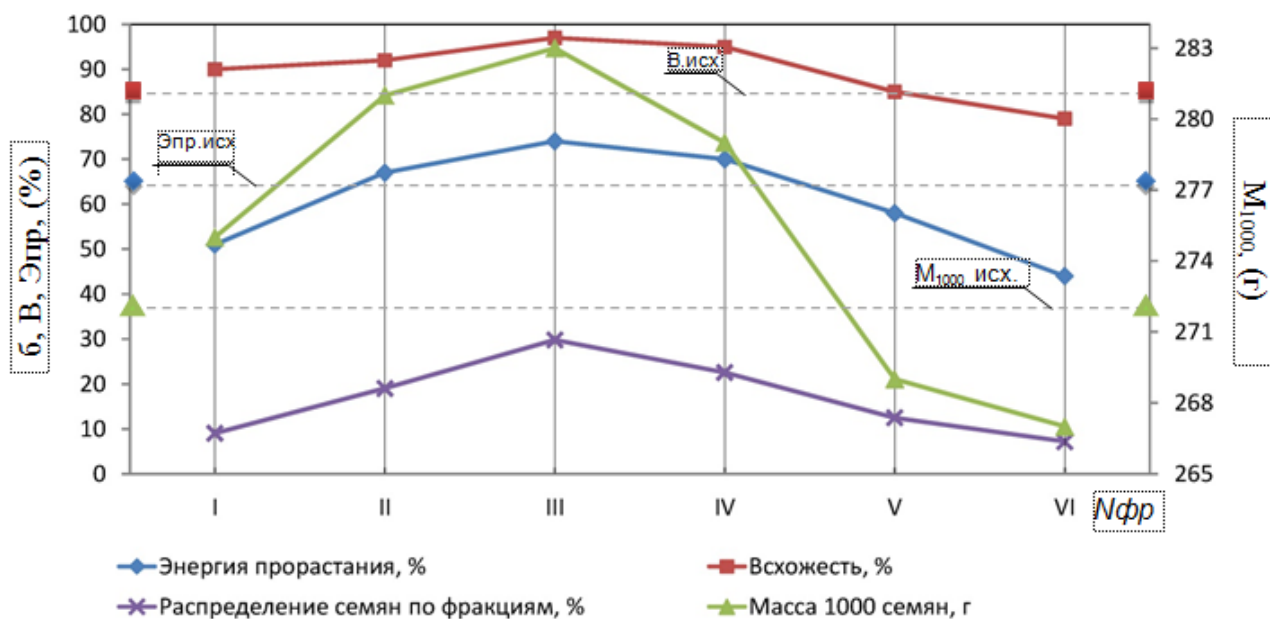


Рис. 2 - Результаты сортирования семян гороха сорта "Модус":

Нфр – номер фракции ; б - распределение семян по фракциям ; В - всхожесть семян ; ЭПР - энергия прорастания ; М1000 – масса 1000 семян ; В исх , Эпр исх , М1000 исх – всхожесть, энергия прорастания и масса 1000 семян исходной смеси

Список использованных источников

1. Заика П.М., Мазнев Г.Е. Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств. – М.: Колос, 1978, - 287 с.
2. Заика П.М. Вибрационные семяочистительные машины и устройства. Учеб.пособие. – М.: МИИСП, 1981. - 140 с.
3. Завгородний А.И., Хусейн Монтасар, Обыхвост А.В. Периодический режим движения плоских частиц по колеблющейся дуге окружности. “Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв”. Вип. 131. , Харьков 2012, С. 66-74.
4. Завгородний А.И. , Хесро Монтасер. Периодический виброударный режим движения шара по дуге окружности. Вібрації в техніці та технологіяїх: Всеукраїнський науково-технічний журнал. №2 (66). –

Вінниця: ВНАУ 2012.- С.35-41.

5. ДСТУ 2240-93. Насіння сільськогосподарських культур. Технічні умови. – К.: Держспоживстандарт України, 1994. – 73 с.

Анотація

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ПОСІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАСІННЯ ГОРОХУ

Завгородній О., Шептур О., Хессро Монтасер Хейрі, Обихвіст О.

Наведені результати досліджень можливості підвищення посівних якостей насіння гороху за рахунок сортування на вібраційному сепараторі.

Abstract

STUDIES OF IMPROVING SOWING QUALITIES OF PEA SEEDS

A. Zavgorodniy, A. Sheptur, M.Kh. Khessro, A. Obyhivist

These results raise the possibility of sowing qualities of pea seeds by sorting on vibrating separator.

РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ВИПРОБУВАНЬ СЕПАРАТОРА КБС В РЕЖИМІ СКАЛЬПЕРАТОРА

**Тіщенко Л.Н., акад. НААНУ, д.т.н. проф., Міняйло А.В., к.т.н., проф.,
Богданович С.А., асист.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства ім.
Петра Василенка*

Наведено результати виробничих випробувань барабанного сепаратора в режимі скальператора модернізованого шляхом накладення вібрації на обертальний рух барабана.

Постановка проблеми. Тенденція збільшення продуктивності зерноочисних комплексів вимагає відповідного підвищення питомої продуктивності скальператорів - машин для видалення крупних домішок з зернового вороху. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є накладення вібрацій на обертальний рух барабана скальператора [1].

Згідно з рекомендаціями Карлівського машинобудівного заводу (м. Карлівка, Полтавської області) [2], барабанний сепаратор КБС 1270 може працювати в режимі скальперування зернового вороху при встановленні на ньому решіт з отворами відповідного розміру.

Мета дослідження. Встановлення впливу вібрації обертового циліндричного решета на якісні показники технологічного процесу скальператора.

Виробничі випробування модернізованого сепаратора з накладеними обертальний рух решета вібраціями проводилися на випробувальному стенді заводу, обладнаному бункером великої ємності і норією для його завантаження.

Модернізованим сепаратором КБС 1270-4 проводилося попереднє очищення зернового вороху ячменю сорту "Одеський-115", вологістю близько 14%, природного гранулометричного складу.

Конструктивна схема переобладнаного сепаратора представлена на рис.1. Для скальперування зернового вороху по ходу руху зернового потоку встановлювалися два решета з отворами діаметром 14 мм і два решета з отворами діаметром 12 мм. До стійок скальператора прикріплювалася рамка 1 з 15 пальцями, на яких встановлювалися пружини 4. Скальператор разом з рамкою на пружинах встановлювався на нерухомій рамці.

Джерелом вібрації був вібровозбуджувач 3, вал з дебалансами якого приводився в обертання від електродвигуна через пружну муфту.

Регулювання частоти обертання барабана передбачено конструкцією сепаратора. Враховуючи діаметр барабана (1270мм) і можливості регулювання, випробування проводилися при трьох частотах обертання Ω : 15; 20 і 25 об/хв.

Інтенсивність вібрації змінювалася шляхом зміни частоти коливань (змінюючи частоту обертання електродвигуна вібровозбуджувача з допомогою

частотного перетворювача при амплітуді $a = 0,002\text{м}$).

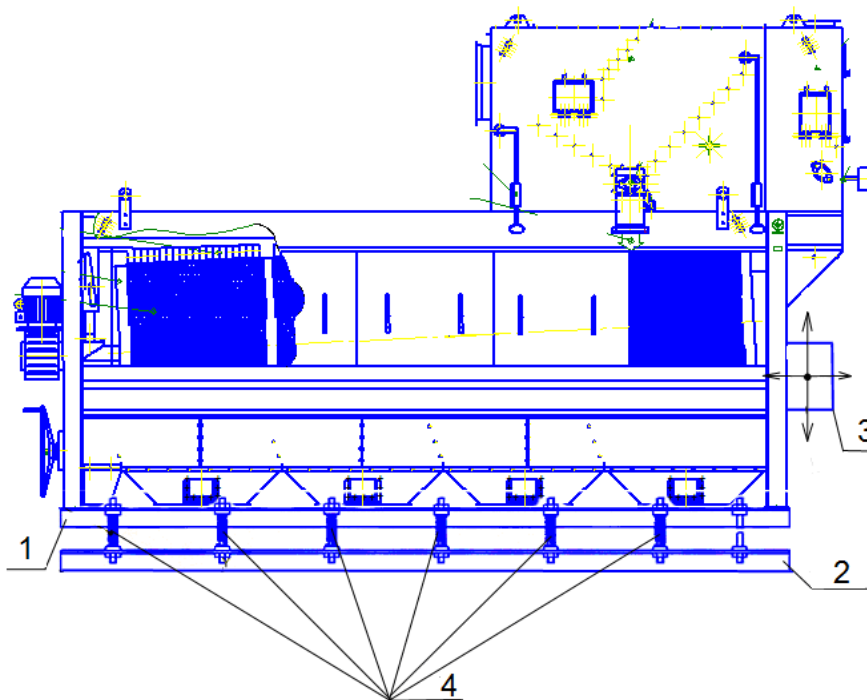


Рис. 1 – Конструктивна схема переобладнаного сепаратора КБС 1270:

1 - верхня рамка; 2 - нижня рамка; 3 - вібробуджувач; 4 – пружини

Величина початкової подачі на решето (продуктивність скальператора) регулювалася пересуванням заслінки завантажувального бункера. Вихідна суміш у бункер подавалася норією. Максимальне відкриття заслінки бункера забезпечувало максимальну продуктивність випробуваної установки - 255 т/год. Величина бункера (близько 7м^3) дозволяла випустити його уміст при максимальній продуктивності за 1,0...1,5 хвилини, що дозволяє говорити про можливість отримання встановленого режиму процесу скальперування.

Ефективність скальперування η визначалася як відношення маси прохідної фракції, отриманої при експерименті, до маси прохідної фракції, отриманої на класифікаторі. Виніс зерен U основної культури з сходової фракцією визначався відношенням маси цих зерен в пробі сходової фракції (приблизно 700 г) до маси всієї проби.

Проводилися дві серії експериментів.

При першій серії до решета не прикладалася вібрація, змінювалася тільки частота обертання решета Ω .

У другій серії скальператор встановлювався на пружини і до його корпусу кріпився вібробуджувач. При кожній із зазначених частот обертання барабана змінювалася частота n коливань вібробуджувача: 10; 20; 30 Гц.

Для визначення можливості зменшення розмірів сепаратора експерименти проводилися на барабані з чотирма решетами, потім із трьома і з двома. Вплив початкової подачі, що визначає продуктивність серійного скальператора, що здійснює тільки обертальний рух, на якісні показники

процесу наведений на рис. 2.

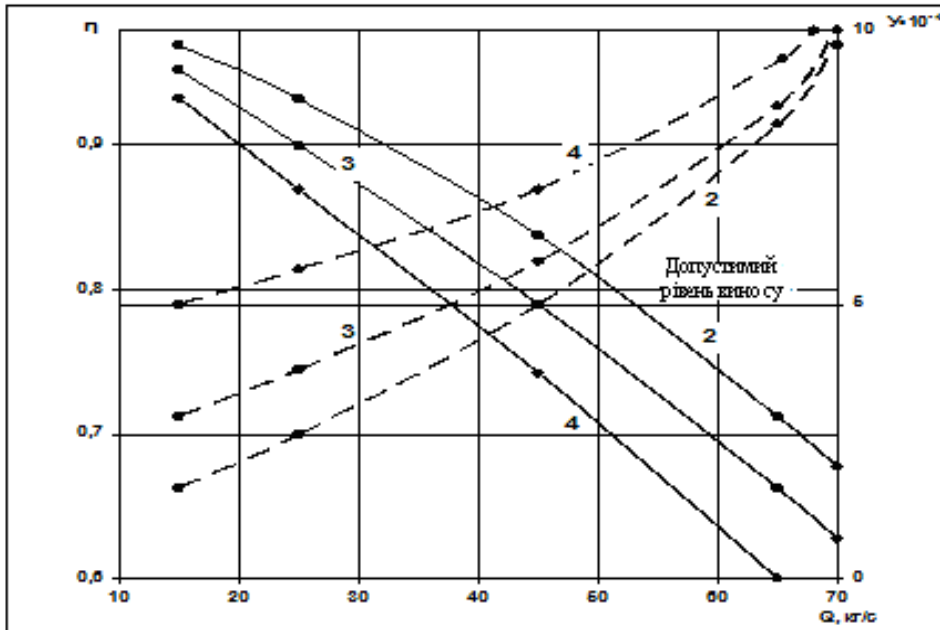


Рис. 2 – Вплив початкової подачі (продуктивності) скальператора тільки з барабаном, який тільки обертається, на якісні показники процесу:

суцільні лінії – на ефективність сепарування; пунктирні – на виніс зерен зі сходом; 4; 3; 2 - барабан складається відповідно з 4; 3; 2 решітних секцій; $\Omega = 20$ об/хв.

Як видно з рис. 2 збільшення початкової подачі (продуктивності) серійного скальператора різко погіршує якісні показники процесу. При зменшенні кількості решітних секцій барабана, тобто сумарної довжини циліндричного решета, це погіршення відбувається різкіше. Виніс зі сходом повноцінних зерен залишається в допустимих межах для скальператора з 4 або 3 секціями при початковій подачі $Q = 37$ кг/с (130 т/год.). Це свідчить про неможливість збільшення продуктивності даного скальператора без втрати якості процесу. З точки зору допустимого виносу зерен основної культури зі зносом, то при наявності двох секцій барабана досягти його неможливо навіть при малій початковій подачі зернового вороху в скальператор.

На рис.3 представлені залежності якісних показників процесу від початкової подачі, отримані на скальператорі, до обертання барабана якого додана вібрація. Відразу помітно, що при додаванні вібрації початкова подача (продуктивність) менше впливає на якісні показники процесу. Навіть при максимально можливій для випробування продуктивності та кількості решітних секцій барабана 4 і 3 винесення зерен ячменю зі сходом не перевищує допустимого значення. Незначне перевищення цього значення спостерігалось для двосекційного барабана при максимальних значеннях продуктивності і частоти обертання.

Залежність ефективності сепарування від частоти коливань вібробуджувача показана на рис. 4. На випробуваному скальператорі оптимальні значення ефективності сепарування отримані в діапазоні частот

коли вань $n = 15...25$ Гц (інтенсивності коливань $j=(2...3)g$) при поперечних коливаннях. Приблизно в тому ж діапазоні отримані мінімальні значення виносу зі сходом зерен основної культури.

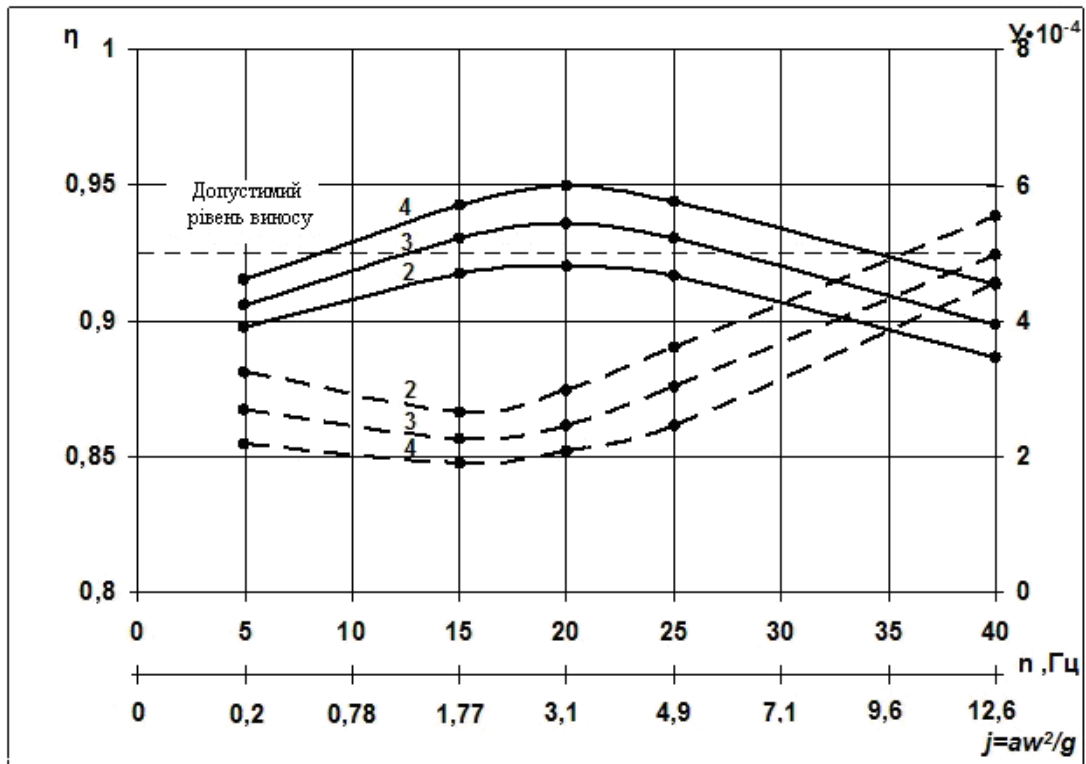


Рис. 3 – Вплив початкової подачі скальператора з додаванням вібрації до барабана, що обертається, на якісні показники процесу (позначення ті ж, що на рис.2)

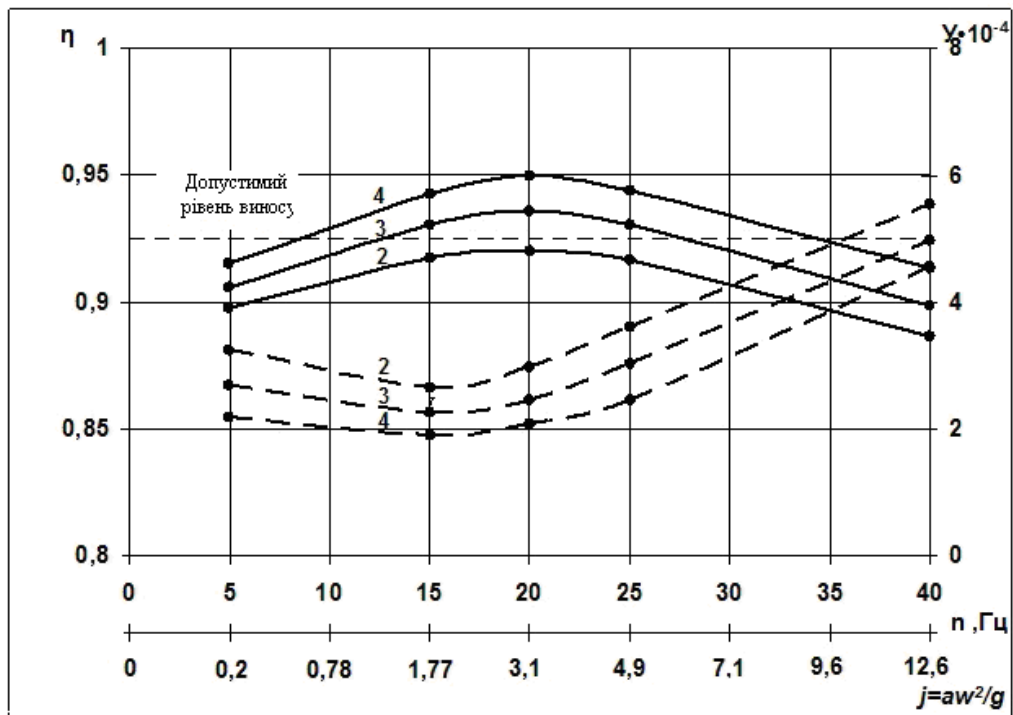


Рис. 4 – Вплив частоти коливань на якісні показники скальперування при поперечних коливаннях(позначення ті ж, що на рис.2)

Висновки.

1. Для серійного скальператора збільшення початкової подачі різко погіршує якісні показники процесу.

2. Додавання вібрації до решету, що обертається, дозволяє збільшити продуктивність раніше випущених сепараторів без істотної зміни їх конструкції або зменшити кількість решіт до двох.

3. Оптимальні значення якісних показників процесу скальперування отримані в діапазоні інтенсивності вібрації $j=(2...3)g$ при поперечних коливаннях.

Список використаних джерел

1. Тищенко Л.Н. Влияние вибрации на технологический процесс работы барабанного скальператора / Л.Н.Тищенко, А.В.Миняйло, С.А.Богданович // Вибрации в технике и технологиях. №2(70), Винница, 2013. С. 200 -204.
2. Каталог оборудования и комплексов. – ПАО «Карловский машиностроительный завод», 2006. – 52 с.

Аннотация

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ СЕПАРАТОРА КБС В РЕЖИМЕ СКАЛЬПЕРАТОРА

Тищенко Л.Н., акад. НААНУ, проф., Миняйло А.В., к.т.н., проф.,
Богданович С.А., ассист.

Приведены результаты производственных испытаний барабанного сепаратора в режиме скальператора модернизированного путем наложения вибрации на вращательное движение барабана.

Summary

RESULTS OF INDUSTRIAL TESTS OF THE SEPARATOR KBS MODE SCALPERATOR

L. Tischenko, A. Miniailo, S. Bogdanovich

Results of production tests of a drum separator mode scalperator modernized through the imposition of vibration on the rotational movement of the drum

БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СЕПАРАТОРІВ НАСІННЯ ІЗ РІЗНИМ РОБОЧИМ АГЕНТОМ

Кюрчев С.В., к.т.н., доц., Колодій О.С., асп.

Таврійський державний агротехнологічний університет

В роботі представлен аналіз основних сепараторів, що використовують для підготовки насіння до сівби

Постановка проблеми. Збільшення врожайності соняшнику для України є важливим питанням. Тому, розробка нових да вдосконалення існуючих способів та засобів для підготовки насінневого матеріалу шляхом сепарування є актуальною задачею, особливо в умовах шляху України до Європейської інтеграції, що вимагає високоефективного виробництва у агропромисловому секторі.

Відомо багато різних науково-обґрунтованих методів збільшення врожайності соняшнику, тому одним із надійних шляхів є використання для сівби найбільш продуктивного насіння, що отримується шляхом сепарування та має покращені насінневі властивості. З літературних джерел відомо і вченими було доведено, що відбір із загальної маси найбільш продуктивного насіння із найбільшим запасом поживних речовин, тобто із великою масою 1000 штук насінин, дозволяє отримати збільшення врожайності.

Так як велика більшість існуючих сепараторів мають велику енергоємність, то постає задача проведення аналізу існуючих сепараторів для подальшого їх вдосконалення.

Аналіз останніх досліджень. Основний напрямок теоретичного обґрунтування процесу повітряної та інших видів сепарації заклав Петро Василенко, який ще з 20-х років минулого сторіччя займався дослідженнями віялок та сепараторів.

В Харківському університеті ім. Петра Василенка розроблялися теоретичні основи та методики вібраційної та пневматичної сепарації насіння.

Засновником школи сепараторників був д.т.н. Заїка П.М. Його послідовниками стали – д.т.н. Тіщенко Л.М., д.т.н. Ю.О. Манчинський к.т.н., М.В. Бакум. В ННЦ "ІМЕСГ" працювала наукова школа д.т.н., Котова Б.І., та ін.

Проте, існуючі засоби підготовки насінневого матеріалу мають велику енергоємність та низьку технологічну надійність процесу відбору насіння.

Мета досліджень. Перед нами постала задача визначити найбільш придатний та перспективний для вдосконалення сепаратор.

Результати досліджень.

Розглянемо три марки сепаратора, що використовують для підготовки насіння до сівби

Пневматичний сортувальний стіл типу ПСС (рис.1), поділяє насіння за

рахунок встановленої (під кутами до лінії горизонту α та γ) похилої сітки 3 із дерев'яним планками 2, яка провівається вентилятором 4. Питомо-легке насіння підіймається над планками та рухається у поперечному до планок 2 напрямку, у фракцію II. Питомо-важке насіння сковзає вздовж планок 2 у фракцію I

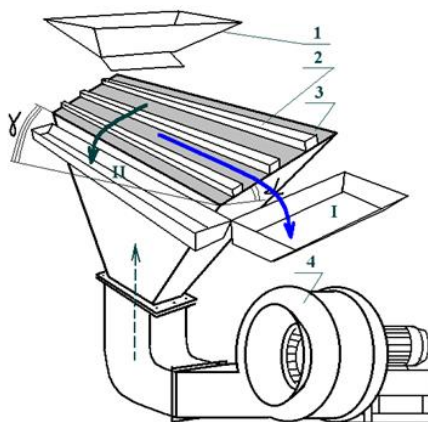


Рис.1 - Схема сортувального стола типу ПСС

Основним недоліком цього способу сепарації є велика енергоємність.

Тепер розглянемо схема сепарування у аспіраційному вертикальному каналі (рис.2).

Насіння подається із бункера 1 на встановлене під кутом решето 2 і рухаючись ним, потрапляє у вертикальний повітряний потік вентилятора 5, що створюється всередині аспіраційного каналу сепаратора.

Після проходження решета 2 повітряний потік вентилятора 5 вирівнюється за швидкістю на всій поверхні решета. Легке, неякісне насіння підіймається вертикальним повітряним потоком наверх по каналу 3 та відсаджується у відстійнику 6.

Питомо-важке насіння не може підійнятися повітряним потоком наверх, тому ковзає решетом 2 у бункер 4 фракції I.

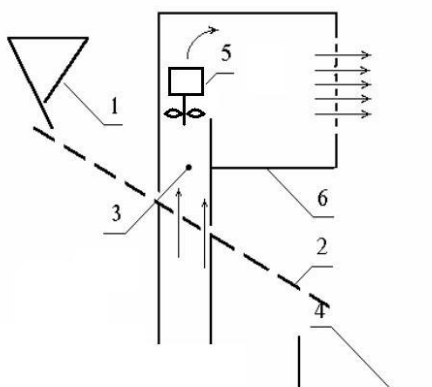


Рис.2 - Схема сепарування у аспіраційному вертикальному каналі.

Такий спосіб сепарування набув широкого розповсюдження, таким чином працюють машини типу ОПС-2.

Основний недолік цього способу сепарування - неможливість сепарація на велику кількість фракцій.

Розглянемо схеми конструкцій сепараторів із діелектричних похилим робочим органом. Насіння із бункера 1 подається на поверхню безкінечної стрічки, що виготовлена із електропровідного матеріалу та обертається проти годинникової стрілки, як показано на рис. 3.

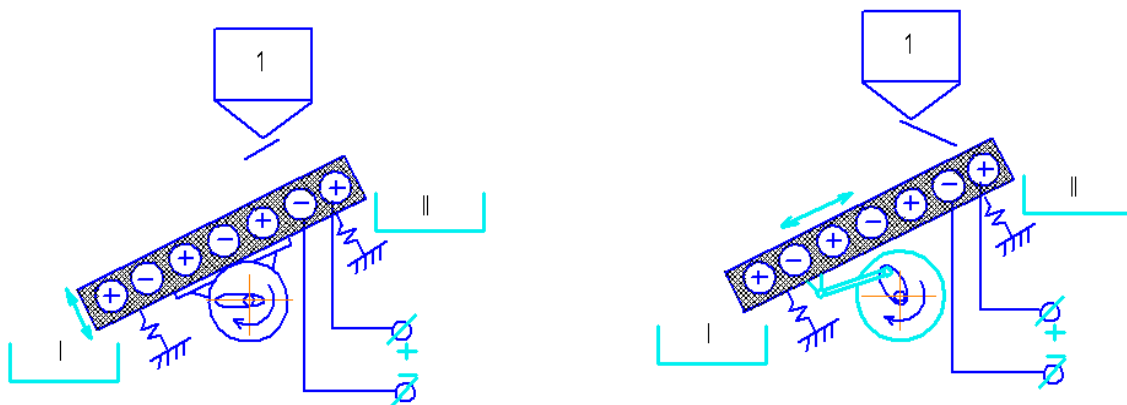


Рис.3 - Схема конструкцій сепараторів із діелектричних похилим робочим органом

Потрапляючи у зону дії електрокоронного розряду, що відбувається між коронуючим електродом 3 та з'єднаної із негативним полюсом джерела високої напруги підставки та барабаном.

Отримуючи електричний заряд, насіння перерозподіляється при сепарації по бункерах фракції I-III. Так, у бункер фракції I потрапляє найбільш питомо-важке насіння, яке першим відривається від поверхні нескінченої стрічки.

В бункер фракції II потрапляє середнє за питомою масою насіння, а найбільш питомо-легке зчищується розряджувальною пластиною 5 до бункера фракції III.

Для визначення найбільш придатний та перспективний для вдосконалення сепаратор нами було проведений багатокритеріальний аналіз, за допомогою метода визначення відстані до цілі. Нами було взято основні типи сепаруючих засобів, що виготовляються серійно та параметри яких, наведені в табл. 1

Таблиця 1- Основні технічні параметри сепараторів, що використовуються для підготовки насіння до сівби

Тип сепаратора (марка)	Вібраційний (ПСС-2.5)	Вертикальний аспіраційний (ОПС-2)	Діелектричний (СД-3-2)
Q, кг/год	1050	840	1890
N, Вт	6600	4500	1750
m, кг	740	286	1650
Kскл	7	2	3

Питому металоємність знаходимо за відомою формулою [3, с.110]:

$$M_y = \frac{m}{Q},$$

де m - маса сепаратора, кг;
 Q - продуктивність сепаратора кг/год.

Питому енергоємність знаходимо за такою відомою формулою [3, с.110]:

$$E = \frac{N}{Q},$$

де N - потужність, що споживає сепаратор, кВт;
 Q - продуктивність сепаратора кг/год.

Коефіцієнт складності враховує кількість основних параметрів технологічного процесу сепаратора, сукупність яких забезпечує якісне протікання процесу поділу насіння, і його значення показані у табл. 1

Розрахуємо основні показники розглядаємих машин для сепарації, та занесемо їх до табл. 2.

Табл. 2 – Основні показники розглядаємих сепараторів

Марка сепаратора	ПСС-2.5	ОПС-2	СД-3-2
Питома енергоємність, E_y , Вт/кг	6.287	5.357	0.925
Питома металоємність, M_y , кг·год/кг	0.704	0.341	0.873

Побудуємо методом визначення відстані до цілі, графічне зображення багатокритеріальної моделі, представлене на рис. 4.

Розрахуємо площу багатокутників, що утворюються показниками розглядаємих сепараторів, див. рис. 1.

$$S_{ПСС-2.5} = \frac{1}{2} \cdot (740 \cdot 6.28 + 0.704 \cdot 6.28 + 0.704 \cdot 7 + 740 \cdot 7) = 4920.52$$

$$S_{ОПС-2} = \frac{1}{2} \cdot (286 \cdot 5.357 + 0.341 \cdot 5.357 + 0.341 \cdot 2 + 286 \cdot 2) = 1169.243$$

$$S_{СД-3-2} = \frac{1}{2} \cdot (1650 \cdot 0.925 + 0.873 \cdot 0.925 + 0.873 \cdot 3 + 1650 \cdot 3) = 3239.8$$

$$S_{\text{ІДЕАЛЬНА}} = \frac{1}{2} \cdot (286 \cdot 0.925 + 0.341 \cdot 0.925 + 0.341 \cdot 2 + 286 \cdot 2) = 418.77$$

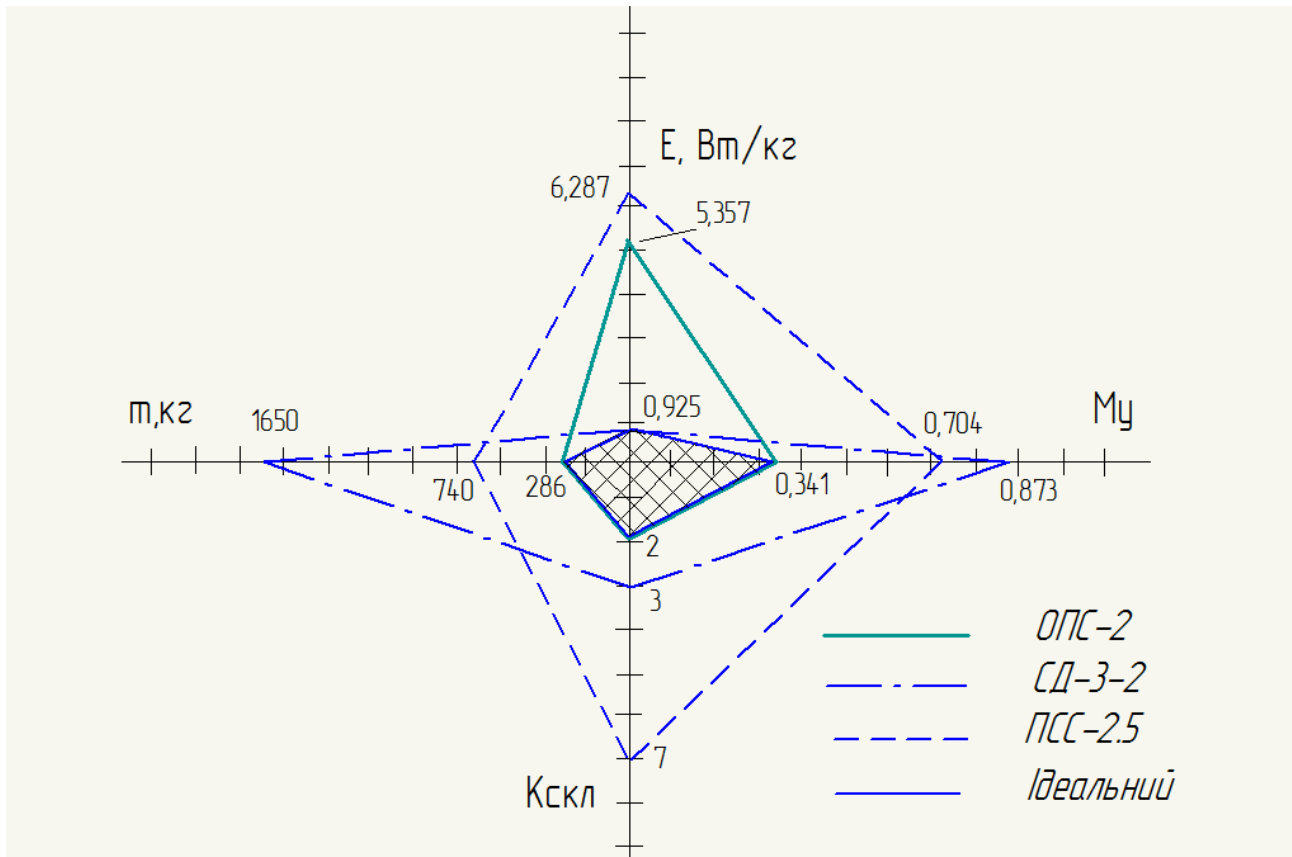


Рис.4 - Вигляд багатокритеріальної моделі аналізу показників сепараторів

Оцінимо отримані варіанти за допомогою відношення площини кожного із варіантів до площини ідеальної фігури.

$$\mu_{\text{PSS-2.5}} = \frac{4920.52}{418.77} = 11.75 .$$

$$\mu_{\text{OPC-2}} = \frac{1169.243}{418.77} = 2.79 .$$

$$\mu_{\text{CD-3-2}} = \frac{3239.8}{418.77} = 7.73 .$$

Таким, чином найбільш перспективним до подальшого вдосконалення є аспіраційний вертикальний сепаратор насіння, що має найближчу відстань до цілі 2.79.

Висновки.

Провівши багатокритеріальний аналіз існуючих сепараторів насіння із різним робочим агентом ми дійшли до висновку, що найбільш придатний до

подальшого вдосконалення є сепаратор з вертикальним аспіраційним каналом, що має найменшу енергоємність.

Список використаних джерел

1. Жельдухин Б.В. Теоретические основы разделения семян по удельному весу на пневматических сортировальных столах. / Б.В. Жельдухин // Земледельческая механика, 1971. — Т.13. — С. 179—189.
2. Зюмин А.Н. Исследование процесса сепарации в условиях равномерного распределенного материала на поверхности решета / А.Н. Зюмин // Труды ВИМ. —1971. — Т. 55. — С. 146—153.
3. Тищенко Л.Н. Исследование внутрислоевого движения частиц зерновой смеси при виброцентробежном сепарировании / Тищенко Л.Н., Пивень М.В. // Сб. научн. трудов. Курск. гос. техн. университета. — 2003. — С. 150—156.
4. Зюмин А.Н. К вопросу интенсификации процесса сепарации плоскими решетками / А.Н. Зюмин // Труды ЧИМЭСХ.-Челябинск.-1972.-Вып. 69.- С.127-132.
5. Гортинский В.В. Исследование двухслойной модели сыпучего тела в приложении к процессам сепарирования / В.В. Гортинский, Б.В. Жиганков // Труды ВНИИЗ. — 1974. — № 78. — С. 57—66.

Аннотация

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ СЕПАРАТОРОВ СЕМЯН С РАЗЛИЧНЫМИ РАБОЧИМИ АГЕНТОМ

Кюрчев С.В., Колодїй О.С.

В работе представлен анализ основных сепараторов, используемых для подготовки семян к посеву.

Abstract

MULTI-CRITERIA ANALYSIS EXISTING SEPARATORS SEED WORKING AGENTS

S. Kyurchev, O. Kolodiy

The paper presents an analysis of the main separator used for the preparation of seed for sowing.

АЛГОРИТМІЧНА МОДЕЛЬ РОБОТИ АЕРОДИНАМІЧНОГО СЕПАРАТОРА ІЗ ДІЕЛЕКТРИЧНОЮ НАВИТКОЮ

Кюрчев С.В., доц., Шокарев О.О., асп.

Тайврійський Державний агротехнологічний університет

У статті наведена алгоритмічна модель робочого процесу сепарування насіння в аеродинамічному сепараторі із діелектричною навиткою. Розглядається взаємодія повітряного потоку та дія електричного поля, що створюється діелектричною навиткою, розміщеною на зовнішній поверхні каналу сепаратора. В статті встановлено подальший напрямок досліджень.

Постановка проблеми. В усіх галузях сільськогосподарської та харчової промисловості необхідне очищення насіння і зерна, які були отримані з поля, щоб привести їх якість у відповідність до споживчих стандартів, визначених державою. Для цього необхідно впроваджувати сучасні інтенсивні технології вирощування та збирання сільськогосподарських культур. Такі інтенсивні технології потребують якісного насінного матеріалу, який гарантує високі врожаї. Одним з перспективних напрямів отримання насіння і зерна є збирання зернових культур методом обчісування рослин на корені [1]. Однією з істотних переваг методу обмолоту зернових культур на корені, як показали лабораторно-польові дослідження обчісувальних пристроїв, є значне зниження травмування зерна у порівнянні з існуючими способами збирання.

Ця перевага обмолоту на корені важлива при збиранні насінних і селекційних посівів, так як підвищене травмування зерна при обмолоті зернових культур, при традиційному методі збирання, оказує великий вплив на їх лабораторну і польову схожість. Низька схожість насіння приводе до збільшення норм висіву і відповідно до неповоротних втрат зерна.

Таким чином, обчісування зернових культур на корені дозволяє майже в два рази збільшити польову схожість насіння. Аналогічні результати отримані і при визначенні польової схожості зернового сорго. Це свідчить про те, що при збиранні насінних і селекційних посівів зернових культур доцільно використовувати метод обмолоту їх на корені [1] з подальшою обробкою вороха на стаціонарному пункті сепарації.

Постановка завдання. Дана стаття присвячена обґрунтуванню подальшого напрямку досліджень сепарації насіння сільськогосподарських культур, яке отримане методом обчісування рослин на корені. Отримання насіння розглядається як система, яка включає збирання врожаю та його сепарація.

Виникає необхідність в обґрунтуванні сепарації у повітряному потоці із електростатичним аспіраційним каналом насіння сільськогосподарських культур, яке отримане методом обчісування рослин на корені.

Аналіз останніх досліджень. При технології зі збиранням обчісаного вороху («невійки») з доопрацюванням його на стаціонарі виникає можливість

використання електростатичного сепаратору.

Вітчизняний вчений Котов Б.І. розробив та досліджував засоби сепарації насіння в повітряних потоках [2], але без використання електричного поля.

Електростатичні очисники насіння використовують відмінності в електричних характеристиках насіння і виконують багатоцільову сепарацію, яку не виконує звичайне обладнання для очищення насіння.

Ступінь сепарації залежить від відносної здібності насіння проводити електрику або тримати поверхневий заряд суміші.

Звичайний електростатичний сепаратор насіння складається з завантажувального бункера, конвеєра або циліндра, блока живлення високої напруги, електрода з регулятором і контейнерів. У процесі роботи насіння дозовано потрапляє з бункера до циліндра і транспортується в електричному полі, що оточує електрод, де вони стають зарядженими (рис. 1).

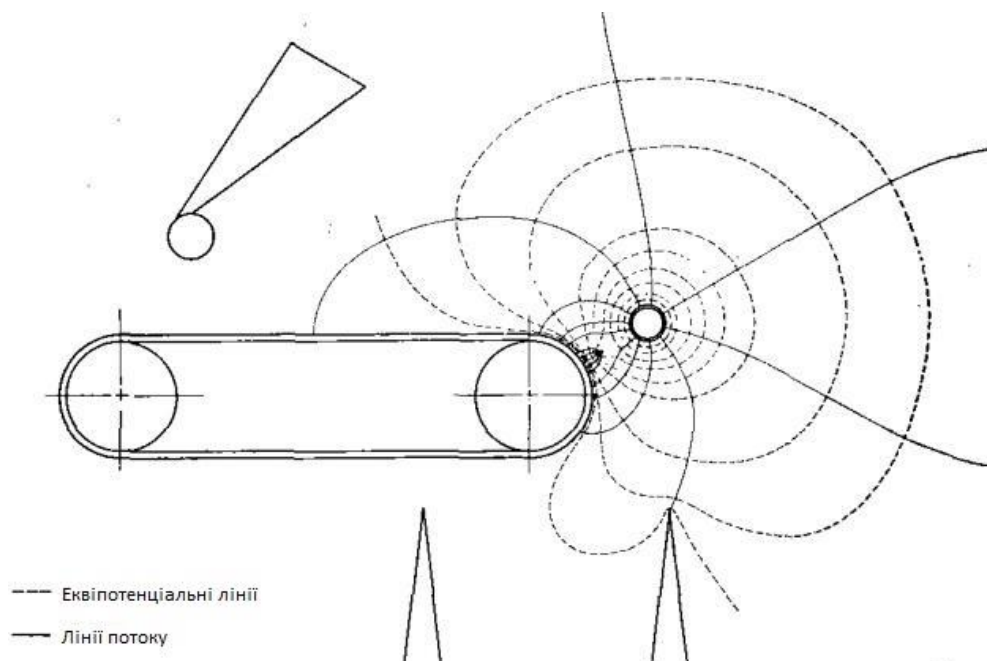


Рис. 1 – Траєкторії руху насіння під дією електричного поля електрода

Дане насіння буде, як правило, прагнути тримати або втрачати заряд, відповідно до його електропровідності. Залежно від характеристик поля, деякі насіння відштовхується електродом і захоплюється рухомою стрічкою.

Насіння з іншими електричними характеристиками, навпаки, притягується до електрода. Ці тяжіння або відштовхування від електрода примушують суміш розділятися на фракції. Розділювачі, що розташовані на шляху падіння часток дають змогу збирати різні фракції.

Наукові дослідження показують, що ефективність електростатичної сепарації може бути покращено коли регулюється вологість насіння та напруга живлення. Це означає, що найкращі результати будуть отримані, коли електростатичний сепаратор використовується в контрольованих атмосферних умовах і з постійною напругою живлення.

Основна частина. Необхідну інформацію для обґрунтування параметрів

аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою можна отримати в результаті аналізу структури і функцій системи.

Структура системи це стійка впорядкованість її елементів, а також зв'язків і відношень між ними. Структура повинна забезпечити реалізацію певних властивостей системи, досягнення бажаного стану і результатів функціонування.

Динамічні виробничі та технічні системи змінюють у часі свої властивості і параметри стану. Структура ж відображає, як правило, такі властивості і характеристики системи, що є незмінними на всьому проміжку її функціонування.

Структурну модель подають переважно у вигляді схеми. Структурні схеми будови системи відображають порядок входження складових частин у блоки і підсистеми різного рівня ієрархії.

При роботі аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою, насіння з бункера живильником подається через патрубок введення у аеродинамічний вертикальний канал із діелектричною навиткою.

При падінні насіння всередині каналу під дією сили тяжіння, назустріч їм всмоктується повітряний потік та діє електричне поле, що створюється діелектричною навиткою, розміщеною на зовнішній поверхні цього каналу, виконаного із пластмаси.

В результаті взаємодії аеродинамічних та електричних сил, відбувається розщеплення вертикальної траєкторії руху насіння, із подальшим їх перерозподілом по фракціям питомо-важких насіння та питомо-легких. Структурна схема роботи аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою наведена на рис. 2.

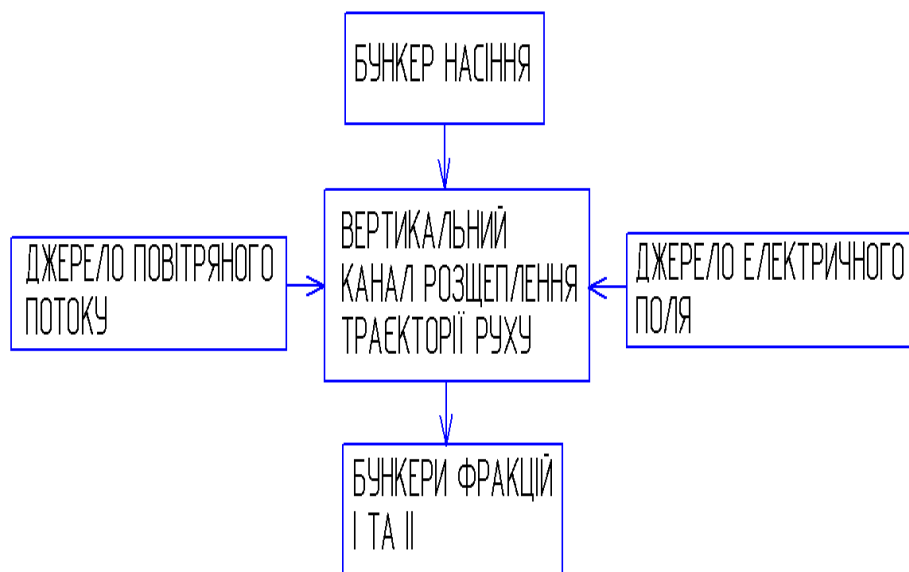


Рис. 2 – Структурна схема запропонованого аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою

Після розщеплення вертикальної траєкторії руху насінин, вони випадають з нижнього кінця вертикального аспіраційного каналу сепаратора, потрапляють до приймачів продуктів поділу - бункерів фракцій I та II, відповідно питомаважких та легких насінин.

Побудова структурних моделей є лише початковими етапами функціонального аналізу, кінцевою метою якого є встановлення аналітичних зв'язків між окремими факторами, що впливають на хід процесу і кінцевими показниками роботи аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою. У більшості випадків це зводиться до математичного моделювання систем.

При обґрунтуванні параметрів аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою необхідно отримати аналітичну модель процесу сепарації, яка передбачає використання математичної моделі реального об'єкту у формі алгебраїчних, диференціальних інтегральних та інших рівнянь, які пов'язують вихідні змінні з вхідними, доповнених системою обмежень у вигляді рівності або нерівності. При цьому передбачається наявність однозначної обчислювальної процедури отримання точного рішення рівняння.

На першому етапі моделювання процесу сепарації насіння в аеродинамічному сепараторі із діелектричною навиткою неможливо застосування аналітичного моделювання, тому застосовується алгоритмічний підхід. Алгоритмічна схеми роботи аеродинамічного сепаратора наведена на рис. 3.

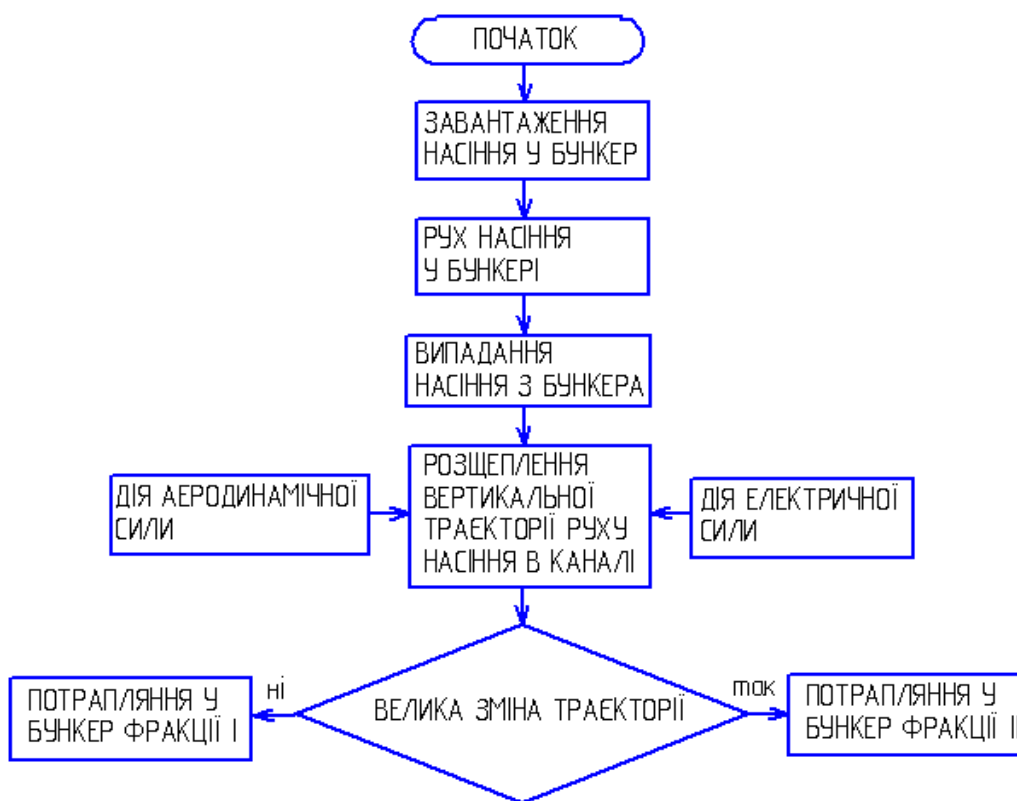


Рис. 3 – Алгоритмічна схема запропонованого аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою

Висновки.

Структурна схема роботи аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою дозволяє розробити фізичну модель запропонованого сепаратора для лабораторних досліджень.

Алгоритмічна модель не допускає точного рішення, але допомагає використовувати, під час теоретичних досліджень, ітеративні процедури отримання аналітичної моделі процесу сепарації, яка передбачає визначення математичної моделі аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою у формі диференціальних та інтегральних рівнянь, які пов'язують вихідні змінні з вхідними. При цьому передбачається наявність однозначної обчислювальної процедури отримання точного рішення рівняння.

Список використаних джерел

1. Разработать технологические процессы и основные рабочие органы рисоуборочного комбайна и полевой уборочной машины, основанных на принципе обмолота растений на корню.// Заключительный отчет по НИР/ Мелитоп. институт мех. сел. хоз; № ГР02910041798. – Мелитополь, 1990.–60 с.
2. Котов Б.І. Перспективи розвитку конструкцій зернонасібноочисної техніки // Конструювання , виробництво та експлуатація с.-г. машин: Кіровоград. 2001. Вип. 31. с. 110-111.

Анотация

АЛГОРИТМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА С ДИЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ НАВИВКОЙ

Кюрчев С.В., Шокарев А.А.

В статье предложена алгоритмическая модель рабочего процесса сепарации семян в аэродинамическом сепараторе с диэлектрической навивкой. Рассматривается взаимодействие воздушного потока и действие электрического поля, которое образуется диэлектрической навивкой. Диэлектрическая навивка установлена на внешней стороне канала сепаратора.

Abstract

ALGORITHMIC MODEL OF WORK OF AERODYNAMIC SEPARATOR WITH A DIELECTRIC WINDING

S. Kyurchev, O. Shokarev

The article presents algorithmic model of the working process for seeds separation in the aerodynamic separator with a dielectric winding. The interaction of air flow and action of the electric field generated by dielectric winding placed on the outer surface of the channel separator was considered. The article is indicating the direction of future research.

ОБОСНОВАНИЕ ОТДЕЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАРАЛЬНИКОВЫХ СОШНИКОВ С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

**Морозов И. В., проф., д. т. н., Морозов В. И., к. э. н.,
Ольховский Э. В., магистр**

*(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко)*

В статье представлены результаты исследований по обоснованию опорной плоскости наральниковых сошников.

Постановка проблемы. Посев занимает ведущее место в системе агротехнических мероприятий. От его проведения зависит качество всходов, рост и урожай.

Высокая всхожесть – не только борьба за нормальный расход посевного материала, это в то же время борьба за здоровые, ровные и сильные растения, вырастающие из данных семян [1, 2].

Любое воздействие на почву, в том числе и посев, это, прежде всего, средство изменения ее плотности. В данном случае плотности посевного слоя почвы. Изменение плотности, в свою очередь, отражается на всём комплексе физических условий: на ее водном, воздушном и тепловом режимах и, следовательно, на условиях биологической активности.

По мнению А. В. Дружченко [3] увеличение полевой всхожести при уплотнении почвы происходит за счет улучшения гидротермического режима, контакта семян с почвой, что приводит к быстрому набуханию семян и к сокращению периода «посев - всходы».

Анализ исследований. Качество работы сошников определяется степенью выполнения ими агротехнических требований.

Современные требования к сошнику можно сформулировать следующим образом:

- формировать бороздку для семян с уплотнённым ложе и шероховатой его поверхностью. При этом не выворачивать на дневную поверхность влажные нижние слои почвы, чтобы не иссушить ее;
- высеваемые семена должны равномерно распределяться на уплотненное ложе, по площади и в одном заданном одно-сантиметровом горизонтальном слое;
- закрывать семена влажной уплотненной в оптимальных пределах почвой;
- противозерозионные сошники должны на поверхности поля оставлять более крупные противозерозионно устойчивые почвенные частицы.

При движении сошника в почве формируется определенный профиль бороздки, отбрасывается или заклинивается вглубь почва, уплотняется или нет

ложе для семян, создается определенная шероховатость дна бороздки, сошник устойчиво движется или совершает всплывания и заметные колебания в продольно-вертикальной плоскости. На все эти перечисленные операции в основном влияют форма и параметры лобовой поверхности сошника и в особенности, значительное влияние на технологический процесс оказывает передний угол (вхождения в почву), форма и параметры его опорной плоскости, действующая сила тяжести. Шероховатая поверхность ложа для семян формируется наличием гребенки на опорной плоскости и ее параметрами. На формирование бороздки влияет ширина сошника.

Равномерность распределения семян в почве зависит от процесса бороздообразования, который в свою очередь является функцией параметров сошника, описанных выше.

Основоположник земледельческой механики и науки о сельскохозяйственных машинах акад. В. П. Горячкин [4] создал классическую теорию клина, применимую не только к работе плужных корпусов и другим почвообрабатывающим рабочим органам, но и к сошникам. Разработками показано, что сущность взаимодействия почвы с клином состоит в уплотнении, скалывании и последующем ее перемещении. Схематически сошник представляет собой двугранный клин, взаимодействующий с почвой.

Изложение основного материала. Опорная плоскость сошника играет существенную роль в технологическом процессе, так как от ее формы и параметров зависит степень уплотнения дна борозды, глубина погружения и устойчивость хода сошника в продольно-вертикальной плоскости.

Рядом исследователей и нашими разработками установлено, что создание шероховатой поверхности уплотненного ложа для семян улучшает равномерность их распределения по площади [5-7].

По данным В. Ф. Семенова [8] при косом ударе семян о клиновую поверхность неравномерность их распределения улучшается в несколько раз, а при вертикальном падении в клиновую бороздку перераспределение отсутствует.

Результаты исследований по влиянию состояния поверхности дна борозды на перераспределение семян подтверждены также А. Т. Коробейниковым [9] и С. И. Шматом [10].

Для нахождения условий создания оптимальной плотности ложа для семян рассмотрим взаимодействие сошника с почвой.

Моделируя процесс взаимодействия сошника с почвой (рис. 1) можно составить уравнения проекций сил их взаимодействия:

$$F + R \cos \varphi - P \cos \lambda = 0, \quad (1)$$

$$P \sin \lambda + R \sin \varphi - G = 0. \quad (2)$$

Вертикальное давление на почву определяли из (2):

$$G = P \sin \lambda + R \sin \varphi, \quad (3)$$

где F – сила трения;

R –сопротивление почвы движению сошника; P –сила тяги;
 G -сила тяжести сошника; λ -угол наклона силы тяги к горизонту;
 φ -угол внешнего трения почвы по рабочей поверхности сошника.

Уравнение показывает, что вертикальное давление сошника на почву зависит от величины и направлений сил тяги и сопротивления почвы, а также ее физико-механических свойств. Сопротивление почвы зависит от поперечного сечения сошника, глубины его хода и состояния почвы, оно определяется из равенства:

$$R = b \cdot h \cdot P_{уд.}, \quad (4)$$

где b –ширина сошника;
 h –глубина хода сошника;
 $P_{уд.}$ –удельное сопротивление почвы.

Если принять: $b = 2 \text{ см}$; $h = 8 \text{ см}$ и $P_{уд.} = 4 - 5 \text{ Н/см}^2$ что соответствует удельному сопротивлению почвы, подготовленной к севу, то подставляя эти значения в формулу (4), получим, что $R = 64 - 80 \text{ Н}$. Вертикальное давление сошника должно быть таким, чтобы создавать оптимальную плотность ложа для семян.

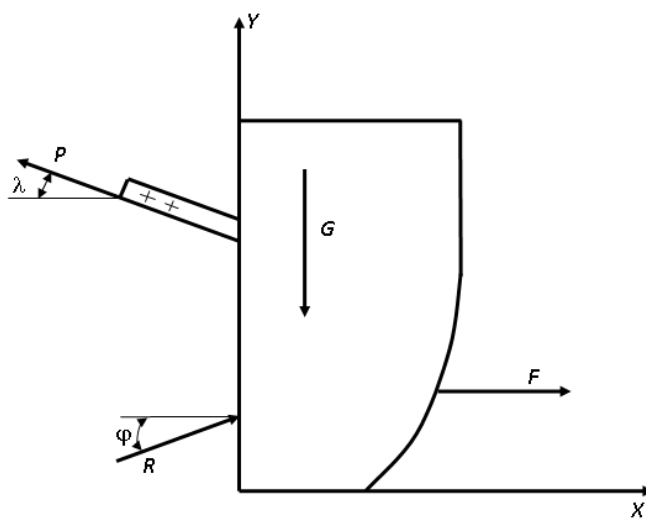


Рисунок 1 – Схема сил взаимодействия сошника с почвой

Например, серийные анкерные сошники с острым углом вхождения в почву имеют тенденцию к заглублению, еще и потому, что они опираются на точку или линию, в поперечном сечении, представляющую, как правило, клин. Из-за этого такие сошники имеют большое удельное давление и очень восприимчивые к изменению состояния почвы, что сопровождается чрезмерным колебанием их в продольно-вертикальной плоскости, вызывающим негативные последствия.

Если реально у наральных сошников $G = 30 - 50 \text{ Н}$, то для получения плотности ложа в $1,1 - 1,3 \text{ г/см}^3$, что соответствует оптимальной плотности для прорастания семян и развития культурных растений большинства

сельскохозяйственных культур и твердости почвы $4 - 5 \text{ Н/см}^2$, необходимо иметь опорную плоскость сошника в пределах $7,5 - 10 \text{ см}^2$. Для этого требуется кроме обеспечения вертикального давления для создания оптимальной плотности почвы, еще и чтобы сошник опирался на плоскость, соответствующей величины.

Кроме величины опорной плоскости сошника существенную роль на технологический процесс оказывает и форма опорной плоскости, ее наклон. С учетом того, что мы рекомендуем боковые щеки устанавливать вертикально, исходя из этого, ширина опорной плоскости обуславливается размером сошника, а длина – общей оптимальной ее площадью.

Для проверки теоретических разработок нами были проведены полевые эксперименты (таблица 1).

Таблица 1 – Влияние параметров сошников на равномерность распределения семян по глубине

Сошники	Скорость сеялки	Показатели равномерности				
		\bar{X} , мм	σ , мм	V, %	m , мм	P, %
Экспериментальный	0,78	62,0	3,0	4,9	0,5	0,9
	1,9	48,4	3,9	8,0	0,6	1,3
	2,65	45,0	3,9	8,6	0,7	1,1
Серийный килевидный	1,9	46,0	7,0	20,3	1,2	2,6
	0,78	48,0	8,8	18,4	1,4	3,0
	2,65	26,0	7,2	27,8	1,0	3,7
Серийный анкерный	0,78	93,0	11,5	12,5	1,9	2,0
	1,9	73,5	10,5	14,3	1,5	2,0
	2,65	54,0	9,2	17,1	1,0	1,9

По таблице видно, что анкерный сошник, который не имеет опорной плоскости, укладывает семена не на уплотнённое ложе и на глубину $93,0 \div 54,0$ мм.

Выводы. На основании результатов выполненных исследований можно заключить, что сошник должен опираться на наклонную плоскость, понижающуюся назад и заканчивающуюся гребенкой (а.с. №398200) [11]. Размеры этой плоскости должны быть достаточными для обеспечения оптимальной плотности ложа для семян. Чрезмерно большая опорная плоскость не даст возможности заглубляться сошникам на твердых почвах. Гребенка необходима для создания шероховатой поверхности ложа для семян, что способствует более равномерному их распределению на дне бороздки.

Список использованных источников

1. Кулешов Н.Н. Пути к высокой всхожести. / Н.Н. Кулешов / (Иркутск). Вост. – сиб. краевое издательство, 1936. – с. 43-46.
2. Кулешов Н.Н., Рабинович В.П. Влияние глубины заделки семян на развитие и форму “Корня” свеклы. / Н.Н. Кулешов, В.П. Рабинович // Харьков. 1925. – 43с.
3. Дружченко А.В. – Влияние плотности посевного слоя почвы на ее

- физические свойства, рост растений и урожай полевых культур на мощном тяжелосуглинистом черноземе Харьковской области./А.В. Дружченко Автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.20.01 / Харьков. 1968. – 21с.
4. Горячкин В.П. Общие принципы испытания сельскохозяйственных машин и орудий. / В.П. Горячкин / Собрание сочинений, том 4. Сельхозгиз, М., 1940.
 5. Павлов В.К. Исследование движения семян в сошнике и бороздке применительно к скоростным сеялкам точного высева. / В.К. Павлов Автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.20.01 / Воронеж, 1971. – 23с.
 6. Трушин В.Ф. Влияние на урожай формы поверхности, конструкции пахотного слоя и ложа для семян на оподзоленном и выщелоченном черноземах. В.Ф. Трушин Автореф. дисс... доктора с. – х. наук. / М., 1965. – 52с.
 7. Бузенков Г.М., Рыбаков В.Н. Оценка качества работы сошников / Г.М. Бузенков, В.Н. Рыбаков // Мех. и эл. соц. с. х. 1970. - №12. – с. 51-54.
 8. Семенов А.Н. Зерновые сеялки. / А.Н. Семенов / М. – Киев: Машгиз, 1959. – 381с.
 9. Коробейников А.Т. Исследование процессов точного высева семян сахарной свеклы. Автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.20.01 – Краснодар, 1967. – 23с.
 10. Шмат С.И. Исследование аппаратов точного высева семян сахарной свеклы на повышенных скоростях. / С.И. Шмат Автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.20.01 / Воронеж, 1970. – 24с.
 11. А.С. 398200 СССР, М. Кл. А01С 7/20. Сошник / А.Н. Семенов и И.В. Морозов (СССР). - №1742123/30-15; Заявлено 31.1.1972; Опубл. 27.IX.1973. Бюл. №38. – 2с.

Анотація

ОБҐРУНТУВАННЯ ОКРЕМИХ ПАРАМЕТРІВ НАРАЛЬНИКОВИХ СОШНИКІВ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ

Морозов І., Морозов В., Ольховський Е.

У статті представлені результати досліджень по обґрунтуванню опорної площини наральникових сошників.

Abstract

RATIONALE INDIVIDUAL PARAMETERS DRILL COULTER IN ORDER TO INCREASE PROCESS EFFICIENCY

I. Morozov, V. Morozov, E. Olkhovskiy

In the article the presented results of feasibility studies supporting plane drill coulter.

ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ ГІДРОСІВАЛКИ НА ВИСІВІ НАСІННЯ СЕЛЕРИ

Ящук Д.А. асистент

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Наведені результати виробничих порівняльних випробувань гідросівалки на висіві насіння селери сорту Іванко

Постановка задачі. Необхідною умовою отримання високих урожаїв якісної овочевої продукції є отримання дружніх сходів. Серед овочевих культур більшість являються теплолюбними і з великим терміном проростання. Тому отримання сходів у прогрітому ґрунті при заниженій вологості без штучного зрошення часто буває практично неможливо [1-2].

Набуває поширення в овочівництві висів пророщеного насіння гідросівалками разом з поливною водою. Завдяки додатковому зволоженню ґрунту на рівні насінневого ложа вдається отримати сходи із пророщеного насіння на 2-7 день після посіву. За такого способу висіву навіть із сухого ґрунту вдається отримати дружні сходи. Разом з тим слід відмітити що висів пророщеного насіння може давати занижені результати при використанні в рані терміни до прогріву ґрунту [3-9].

Мета досліджень. Обґрунтування агротехнічних параметрів висіву пророщеного насіння селери гідросівалкою з удосконаленою ємністю для водо – насінневої суміші.

Результати досліджень. Лабораторно – польові дослідження впливу способу сівби, термінів висіву, витрати води на погонний метр рядка посівів, польову схожість, врожайність та якість отриманої продукції проводили разом з ІОБ НААНУ.

Вплив зазначених факторів на урожайність і якість отриманої продукції оцінювали методом польового експерименту. Досліди закладались на одному участкові поля Інституту овочівництва і баштанництва НААНУ який розділяли на прямокутні ділянки площею 10м². Для виключення впливу не досліджуваних факторів вибирали однорідні участки поля, а ділянки в кожній повторності розміщували на основі рендомізованих методів. Кожний фактор досліджувався в чотирьох повторностях. Кожну операцію догляду за посівами на всіх ділянках усіх повторностей виконували за один день, якісно у відповідності з агротехнічними вимогами. За декілька днів до збирання врожаю оцінювали стан посівів на кожній ділянці, виділяли залікову площу кожної ділянки, а при необхідності і площу виключки через пошкодження рослин під час їх розвитку. Урожай з ділянок для всіх повторностей збирали вручну на протязі одного дня, адже вона відносяться до одноразового збирання. Урожай з виключок та незалікових площ збирали заздалегідь. При збиранні і визначенні урожаю

дотримувались вимог державних стандартів з підготовки їх до реалізації (очистка коренеплодів від гички та ґрунту і т.і.). При цьому всю валову продукцію ділили на товарну і не товарну.

Зібрану і підготовлену до реалізації (зберігання) продукцію зважували з кожної ділянки окремо в день збирання врожаю. Для оцінки якості врожаю селери з ділянок відбирали середні проби (вибірki) із товарної частини продукції при різних способах сівби. Основні результати досліджень наведені в таблиці 1 та рисунках 1-2.

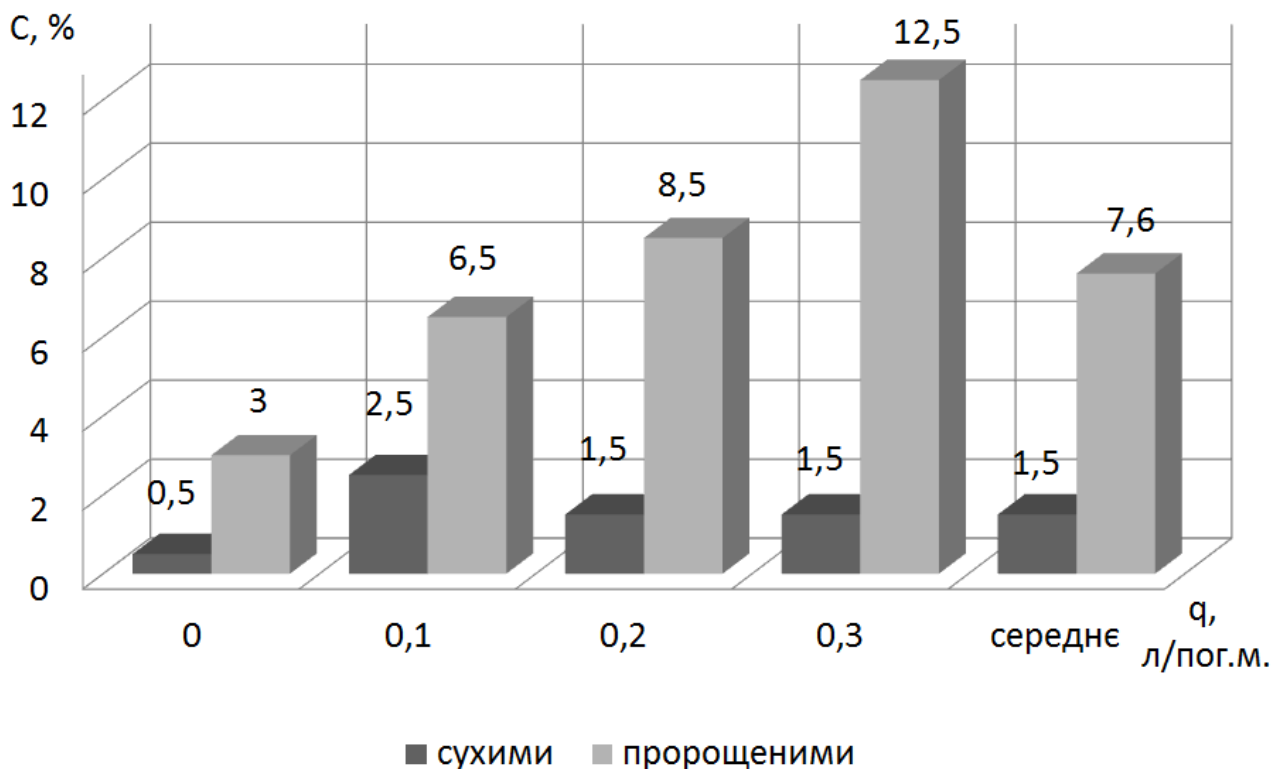


Рис. 1 – Вплив способу сівби та витрати води на польову схожість насіння селери.

Вплив способу сівби та витрати води на польову схожість насіння селери сорту Іванко приведені на рисунку 1. Вихідний матеріал селери мав лабораторну схожість 35 %, посів виконували усіх повторностей за один день 25.04.2013 року вологість ґрунту при посіві в горизонті від 0 до 5 см становила 19,8%, а від 5 до 10 см – 21,7%. Висів насіння як сухого, так і пророщеного виконувався гідро сівалкою з розходом води 0,1; 0,2 і 0,3 л/пог. м. рядка. Контрольний посів виконувався без поливу рядків. Як видно з рис. 1 польова схожість посівів пророщеним насінням при всіх нормах витрати води перевищувала схожість отриману при висіві сухим насінням. Збільшення норми розходу води при висіві сухим насінням навіть дещо зменшила польову схожість. При висіві пророщеним насінням збільшення розходу води сприяло збільшенню польової схожості від 6,5% при розходові 0,1 л/пог. м. рядка до 12,5% при – 0,3 л/пог. м. рядка. Навіть без поливу висів пророщеного насіння забезпечив збільшення польової схожості насіння з 0,5 до 3%. В середньому польова схожість отримана при висіві пророщеного насіння з поливною водою

забезпечила зростання польової схожості більше ніж у 5 разів.

Висів пророщеним насінням селери забезпечив появу сходів на 18 день що на 2 доби раніше від посіву сухим насінням (табл. 1). Ростки отримані з пророщеного насіння більш стійкі, що забезпечило їх виживаємість в польових умовах розвитку яка підтверджується густотою стояння рослин на момент збирання врожаю. Як видно з таблиці, густина рослин на ділянках засіяних пророщеним насінням, перевищує густоту рослин отриманих з сухого насіння майже в 6 раз і становить 83 тис.шт./га. Це забезпечило прибавку товарної продукції селери на ділянках засіяних пророщеним насінням 98 ц/га. А загальна врожайність становила 114 ц/га.



Рис. 2 – Загальний вигляд гідросівалки

Таблиця 1. Характеристики посівів селери сорту Іванко в залежності від способу посіву

Культура	Сухими або пророщеними	Дата		Кількість днів від посіву до появи сходів	Густина рослин на момент збору, тис.шт./га	Товарна врожайність ц/га
		посіву	збір врожаю			
Селера	Сухим	25.04	07.10	20	14	16
Селера	Пророщеним	25.04	07.10	18	83	114

Вплив способів сівби на урожайність селери сорту Іванко досліджувалось на протязі двох років. Результати досліджень наведені на рисунку 3. Висів пророщеним і сухим насінням у 2012 році виконувалось 28.04 а в 2013 – 25.04 на ділянка у чотирьох кратній повторності. Середні значення по ділянках показують, що урожайність отриманих з посівів пророщеним насінням у 2012 році становили 406 ц/га яка у 14,5 рази перевищує урожайність ділянок засіяних сухим насінням. Урожайність 2013 року дещо нижче для обох способів, але з ділянок засіяних пророщеним насінням урожайність більша ніж в 7 разів і становила 114 ц/га. Середня урожайність з ділянок засіяних пророщеним насінням, за два роки, на 238 ц/га вища.

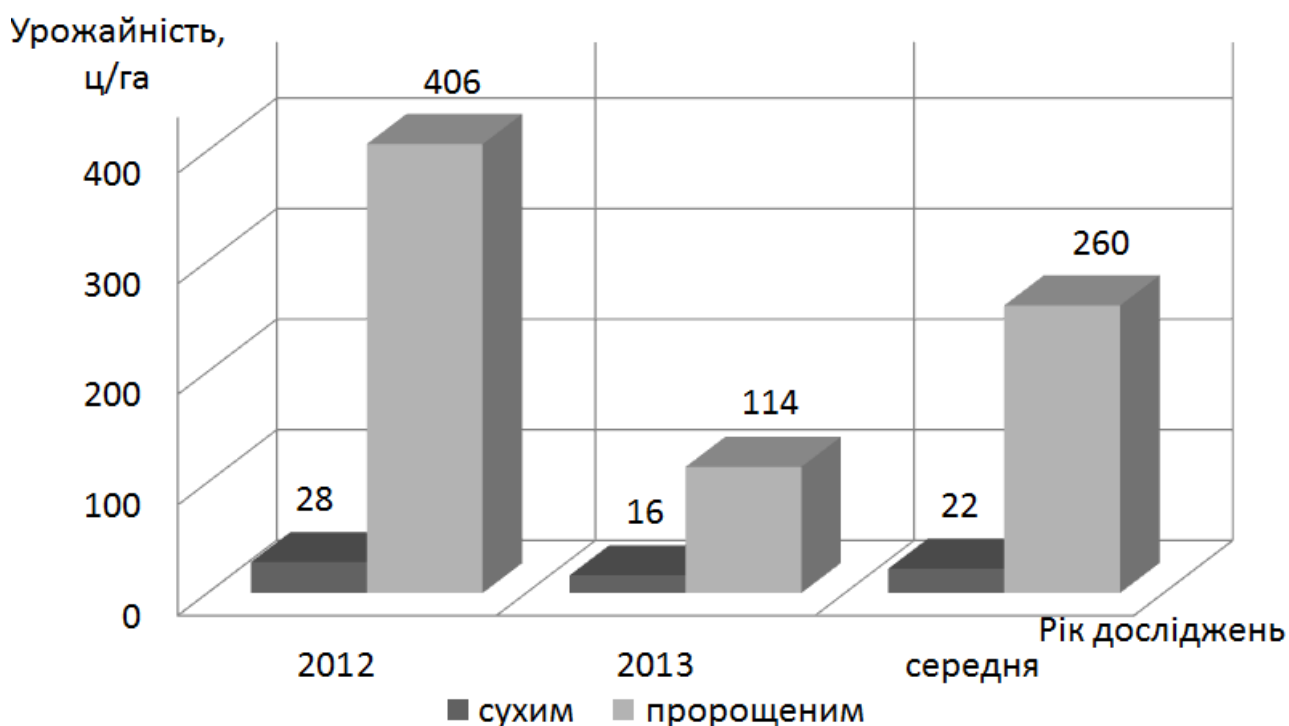


Рис. 3 – Урожайність селери сорту Іванко в залежності від способів сівби.

Висновки. Результати польових порівняльних випробувань різних способів вирощування селери показали, що урожай отриманий з пророщеного насіння значно перевищує урожай отриманий з ділянок засіяних сухим насінням.

Таким чином, незважаючи на збільшення витрат на підготовку посівного матеріалу до сівби запропонованою гідросівалкою, отримана прибавка урожаю забезпечить підвищення прибутку від виробництва селери, що підтверджує доцільність широкого впровадження запропонованого способу в технологію виробництва овочевих культур.

Список використаних джерел

1. Яровий Г.І. Технологічні карти та витрати на вирощування сільськогосподарських культур / Г.І. Яровий, О.М. Гончаров, А.І. Ящук та ін.; За ред. П.Т. Саблука, Д.І. Мазоренка, Г.Є. Мазнева. – К.: ННЦ ІАЕ,

2005. – 402с.
2. Ящук А.І. Сільськогосподарські машини в овочівництві / А.І. Ящук, Г.І. Яровий, М.М. Гаврилюк та ін. // за редакцією А.І. Ящука. – Харків: ІОБ УААН, 2006. – 138с.
 3. Давидов Е.И., Мюйрипеал М.В. Гидросеялка ЛГАУ для овощных культур // Тракторы и сельскохозйственные машины. - 1991. - №6. – С. 37-38.
 4. Хармат А., Надим П.. Флюидный сев овощных культур пророшенными семенами // Международный сельскохозйственный журнал. - 1985. - №1. – С. 50-52.
 5. Пат 82281 Україна, МПК А01С7/00. Гідравлічний висівний апарат / А.І. Ящук. - № 200607444; заявл. 04.07.2008; опубл. 25.03.2008, Бюл. № 6.
 6. Пат. 81637 Україна. Гідросівалка / Бакум М.В., Ольшанський Д.А., Ящук Д.А. - опубл. 10.07.2013, Бюл. №13.
 7. Пат. 81638 Україна. Сівалка для висіву пророшеного насіння / Бакум М.В., Ольшанський Д.А., Ящук Д.А. - опубл. 10.07.2013, Бюл. №13.
 8. Бакум М.В. Результати порівняльних польових досліджень способів сівби насіння овочевих культур / М.В. Бакум, Д.А. Ящук Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва» Випуск 135. – Харків. 2013 р. ст. 374-378
 9. Бакум М.В. Польові дослідження способів сівби огірків, динь та кавунів / М.В. Бакум, Д.А. Ящук Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва» Випуск 148. – Харків. 2014 р. ст. 97-102.

Аннотация

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГИДРОСЕЯЛКА НА ВЫСЕВА СЕМЯН СЕЛЬДЕРЕЯ

Д. Ящук

Приведенные результаты производственных сравнительных испытаний гидросеялка на посеве семян сельдерея сорта Иванко

Abstract

PRODUCTION TESTS HYDRO SOWING SEED CELERY

D. Yashchuk

These results of comparative tests of industrial hydro seeder for sowing the seeds of celery varieties Ivanko

АГРОНЕБОСКРЁБЫ – ЭТО НОВАЦИИ АРХИТЕКТУРЫ И СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

Мироненко В.П., докт. архитектуры, Маслова В.С., архитектор
(Харьковский государственный технический университет строительства и архитектуры)

Пастухов В.И., докт. техн. наук, Нанка А.В., канд. техн. наук
(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка)

Показано одно из направлений преодоления проблемы будущего – недостатка производства продуктов питания, путём организации «городского сельского хозяйства». Постановка его на промышленной основе в высотных агрокомплексах осуществима при использовании инновационных технологий сельскохозяйственного производства.

Введение. Агронебоскрёбы – это построенные в городах высотные агрокомплексы для выращивания сельскохозяйственной продукции. Потребность в «городском сельском хозяйстве» возникла в связи с надвигающейся проблемой обеспеченности продуктами питания населения планеты в будущем.

Постановка проблемы. Известно, что люди живут не для того, что бы есть, а едят для того, что бы жить, однако ключевой проблемой жизнедеятельности человеческого общества является производство продуктов питания. До сих пор серьезной международной проблемой остается голод. В настоящее время от него страдает более 800 млн. людей, а около 16 тыс. детей ежедневно умирают от причин, связанных с голодом [1].

Многие страны, в том числе и развитые, не в состоянии обеспечить себя продуктами питания. Они импортируют значительную часть продуктов (некоторые страны до 80% от всего импорта). Согласно данным всемирного банка 2005 г. среди импортеров пищевых продуктов на первом месте оказался Европейский Союз, за ним следуют США и Япония [1].

Не простой просматривается эта проблема и в перспективе. Продолжается урбанизация, приводящая к сокращению доли сельского населения – основного производителя сельхозпродукции. Неуклонно сокращаются площади сельскохозяйственного назначения, в связи с отторжением их части под расширяющиеся городское строительство, а также под транспортные, промышленные и другие объекты. Продолжает нарастать потеря плодородия почвы, вследствие понижения содержания гумуса. Экологические проблемы, связанные с все усиливающимся отравлением окружающей среды. Все эти факторы усугубляют проблему производства продуктов питания. Кроме того, следует иметь в виду, что по прогнозам к 2050

году численность населения планеты увеличиться на 3 млрд. человек. Для удовлетворения к тому времени продуктами питания всего населения при традиционных способах ведения сельского хозяйства потребуется более 8 млн. км² дополнительных сельхозугодий, что равно примерно 14-ти площадям Украины. Эти земли брать негде. Нужны новые, революционные решения. И эти решения предложили и начали реализовывать зодчие.

Целью работы являлось на основании инновационных решений зодчих определить направление сельскохозяйственных технологий, которые можно использовать в высотном «городском сельском хозяйстве».

Идея решения зодчих заключается в переносе производства сельскохозяйственной продукции из деревни в город, поставив его на промышленную основу в специальных высотных агрокомплексах.

В условиях все усложняющейся экологической ситуации на планете, ответом на резкое ухудшение природной среды стало создание зодчими экологической архитектуры. Эко-дома и эко-города – это архитектурные объекты, призваны полностью исключить вредное влияние города на экологию окружающей среды.

Один из родоначальников эко-архитектуры Малколм Уелс (Malcolm Wells) считал, что высотные здания должны стать домом не только для людей, а и для растений и животных. В своих работах он развивал концепцию об архитектуре как продолжении окружающей среды. Эта концепция предусматривает полное самообеспечение энергией, чистой водой, собственным производством продуктов питания и переработкой отходов.

Необходимость решения эко-архитектурой проблемы самообеспечения продуктами питания привело к идеи создания городских высотных агробоскребов или агрокомплексов.

Первым, концепцию переноса ферм в мегаполисы, путем создания вертикальных городских ферм, предложил профессор Колумбийского университета Д. Деспомье. Высотный агрокомплекс, расположенный в городе, должен обеспечивать продукцией и растениеводства и животноводства. По расчетам учёного ферма, занимающая один квартал и насчитывающая 30 этажей, способна обеспечить полноценным питанием 10 тыс. человек. Предполагается, что эти здания, при полной энергетической независимости (благодаря использованию альтернативных источников энергии), будут оснащены системой сбора и очистки воды, переработки углекислого газа и отходов и другими инновационными технологиями.

Очевидно, что выполнение таких объёмных проектов не может быть выполнено силами архитекторов и обычного набора их смежников. Здесь потребуются специалисты многих отраслей, и в первую очередь специалисты сельскохозяйственного производства.

Городские вертикальные фермы существенно отличаются от традиционных. Растениеводство в вертикальных городских фермах основано на использовании гидропонных систем, для которых не нужна почва, а корневая система растений развивается в воде, в которой уже имеется весь комплекс необходимых питательных веществ.

Целесообразность агробоскрёбов состоит в том, что в условиях мегаполиса будет задействовано минимум площади для выращивания продукции растениеводства, в первую очередь не длительного хранения, например салаты, свежая зелень, овощи (томаты), ягоды (клубника), а также цветы. Это продукты ежедневного спроса, быстропортящиеся и не «любят» транспортировки.

Для их производства целесообразно использовать современные инновационные, энергосберегающие, нематериалоёмкие технологии, такие как гидропоника, капельный полив, ярусное размещение культур и т.д. [2,4]. Эти технологии позволяют сократить расходы воды, грунта, поддонов, горшочков для растений, транспортные расходы и др.

Так оборотное использование воды при капельном поливе с высокой степенью очистки воды, прошедшей через гидропонику, на порядок снизит расход воды в сравнении с обычным поливом. По результатам автоматических анализов химического состава воды, прошедшей через гидропонику, (до фильтрации) производится коррекция и оптимизация содержания питательных элементов в воде, что ускоряет рост и повышает качество продукции, исключая перенасыщение её химикатами. Управление температурным и световым режимами позволяет управлять сроками созревания пищевой продукции и цветов, что является важным для предпраздничных периодов.

Используя эти технологии уже сейчас выращиваются в закрытом грунте вьющиеся огурцы, томаты на шпалерах, грибы вешенки в вертикальных мешках с субстратом, клубника на ярусах и многие виды цветов [3,5].

Выращивание продукции растениеводства в агробоскрёбах имеет следующие положительные аспекты:

- экономический - производство свежей продукции рядом с потребителями круглогодично на собственных источниках энергии, тепла и воды с минимизацией транспортных расходов;
- экологический - агробоскрёб является источником кислорода для людей и потребитель углекислого газа для растений, который необходим растениям для процесса фотосинтеза.
- эмоционально-эстетический - оазис природной зелени и цвета' натуральной растительности, в условиях современного города будет давать людям психологическую разгрузку и положительные эмоции.

Агропредприятия по выращиванию растений на гидропонике, размещенные в высотных зданиях, могут замещать сотни гектаров теплиц и тысячи гектаров сельскохозяйственных угодий, обеспечивая при этом существенное уменьшение издержек производства.

Животноводство - наиболее сложная и трудоемкая область сельскохозяйственного производства. В последнее время для повышения эффективности выполнения основных технологических операций все большее применение находят интенсивные технологии [5]. Одним из наиболее перспективных направлений является роботизация, открывающая новые возможности для развития высокодоходного животноводства в хозяйствах различных форм собственности и делающая этот вид бизнеса более привлекательным для инве-

стиций [6]. Активное использование современных технологий производства способствует не только повышению конкурентоспособности производимой сельскохозяйственной продукции, но и ее успешной реализации.

Современное животноводческое хозяйство по характеру производства приближается к промышленному заводу или фабрике. Основными чертами производства продукции животноводства на промышленной основе являются : концентрация и специализация; высокий уровень оснащенности и энерговооруженность; поточность процессов и строгая ритмичность; высокая производительность труда и рентабельность производимой продукции.

Применение роботизации технологических процессов в животноводстве позволяет существенно повысить качество продукции и значительно сократить ручной труд на предприятиях.

Использование роботов доения обеспечивает рост продуктивности коров на 15 % при том же уровне издержек, и соответственно рост рентабельности производства. Роботы-кормораздатчики, объединяющие в себе операции по приготовлению, транспортировке и раздаче корма, значительно уменьшили трудовые ресурсы и повысили до 90 % качество приготовленного корма. Роботизированные системы уборки навоза на животноводческих предприятиях существенно повлияли на улучшение санитарно-гигиенических норм в животноводческих помещениях, полностью убрав человеческий труд в этом технологическом процессе. Роботизированные системы обработки яиц на птицефабриках позволили значительно снизить ручной труд, повысить эффективность упаковки в короба и формирования паллет, снизить процент боя яиц благодаря более бережному обращению с продуктом, повысить до 98 % выводимость инкубационных яиц.

Все это позволяет сделать заключение, что современные роботизированные животноводческие предприятия уже сегодня вполне могут успешно функционировать в условиях городского высотного агрокомплекса, особенно это относится к птицеводству, кролиководству и свиноводству.

Концепция вертикальных агрокомплексов стимулировала разработку во всем мире масштабных проектов по возведению таких эко-зданий [7,9]. Некоторые примеры приведены на рис. 1.

Проект «Hervest green» разработанный канадской компанией Romses Architects представляет собой огромное футуристическое здание, в котором имеется место и для растительных грядок, и для птичников и ферм для животных. В том же здании размещены жилые корпуса, рынок и супермаркет где торгуют продукцией фермы, а также научно-исследовательское и учебное заведение с сельскохозяйственным уклоном. Архитекторами тщательно продумана техническая сторона проекта. Их вертикальная ферма оснащена ветрогенераторами различной мощности, установленными на открытых балконах и на крыше, приспособлениями для сбора дождевой воды, устройствами для получения энергии из биогаза, получаемого из отходов растительного и животного секторов башни. Совмещение растениеводства и животноводства в одном здании позволяет отходы одного блока использовать с пользой в другом.

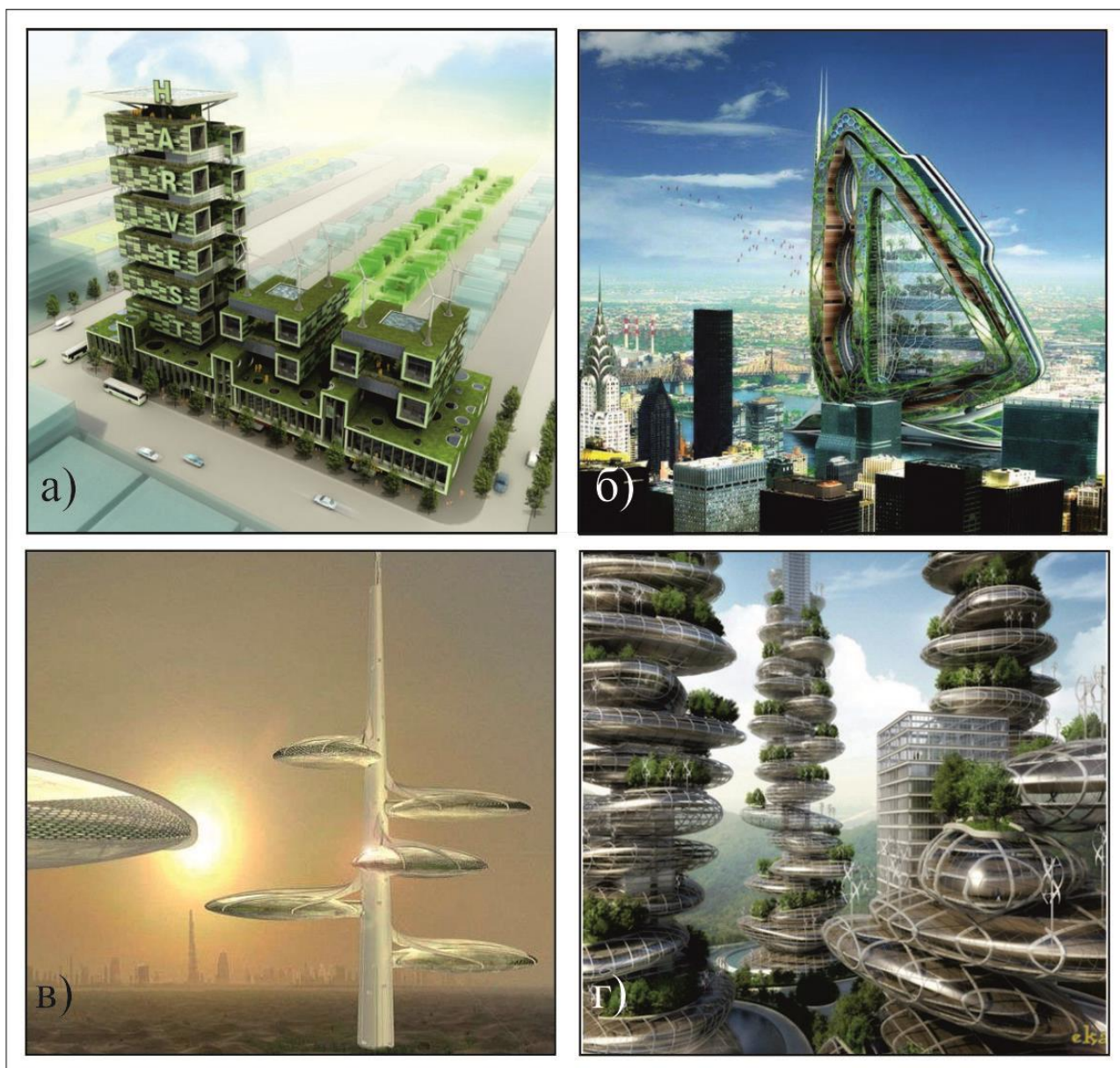


Рис. 1 – Проекты агробоскребов:

а) проект «Hervest green» компании Romses Architects; б) проект «Стрекоза», архитектор Vincent Callebaut; в) проект морской фермы от «Studiomobile»; г) проект «Asian Cairns» фирмы Vincent Callebaut Architects

Бельгийский архитектор Vincent Callebaut также разработал концепт-проект вертикального сооружения «Стрекоза», которое станет агробоскребом для выращивания сельхозкультур. Спроектированное в виде крыльев стрекозы, это городское сооружение-ферма задумано, для решения проблемы нехватки пищи и соединения потребителей с производителями [9]. Городское «сельское хозяйство» — не новая тенденция в современных городах, но в плотно застроенных районах городов, прирост новых зданий и сооружений может быть только вертикальным.

Высота «Стрекозы» — 600 метров (132 этажа), здание может вместить

28 ферм для производства фруктов, овощей, зерна, мяса и т.д. «Стрекоза» станет самодостаточной во всех смыслах — здание предполагается оборудовать солнечными и ветряными источниками энергии и мощностями для аккумуляции дождевой воды. Климат в «Стрекозе» будет поддерживаться за счет естественной вентиляции и испарения растений. Жилые площади, офисы и исследовательские лаборатории будут вкраплены между садами и фермами. [9]

Высотные агрокомплексы способны решать и проблемы пресной воды, дефицит которой в мире становится все ощутимее. Следует иметь в виду, что потребление пресной воды сельским хозяйством составляет около 70% от всей расходуемой. Многие регионы, с жарким и сухим климатом, при наличии больших неиспользуемых земельных площадей, вынуждены импортировать значительную часть продуктов из-за острой нехватки воды для собственного выращивания. Яркий пример – Дубай, расположенный рядом с Персидским заливом.

Итальянские архитекторы из Studiobile, предлагают решение проблемы пресной воды в своем проекте вертикальной пригородной морской фермы. Их инновационная концепция использует морскую воду не только для охлаждения, увлажнения оранжерей и создания нужной влажности воздуха в других помещениях, но и для опреснения морской воды. Большинство современных установок для опреснения воды, используют дорогие и энергозатратные методы: кипячение и нагнетание. В отличие от них опреснительная установка вертикальной морской фермы действует пассивно, через последовательное многофазное опреснение, используя противотоки воздуха и холодной морской воды. На заключительном этапе горячий влажный воздух поднимается вверх, благодаря естественной тяге, при этом его влага конденсируется на трубках с холодной морской водой и собирается в специальные резервуары.

Заключение. Очень часто большие достижения получаются на стыке наук. Симбиоз экологической архитектуры и новейших технологий сельскохозяйственного производства претворит в реальность «городское сельское хозяйство». Работа по созданию эко-небоскребов и вертикальных ферм находится на очень ранней стадии. В строительство современных эко-городов и высотных ферм нужны серьезные инвестиции. Но, судя по тому, как вдохновились этой идеей архитекторы и специалисты сельскохозяйственного производства в разных странах, можно ожидать что в недалеком будущем значительную часть продукции растениеводства и животноводства горожане будут получать из высотных городских агрокомплексов, что снимет напряжение производства сельскохозяйственной продукции сельским населением.

Список использованных источников

1. Хисамутдинов И.А. Основы экономики и теории рынка/Учеб. пособие. - Уфа: Изд-во УГНТУ. – 2008. –734 с.

2. Европейская технология капельного орошения в овощеводстве/Методические рекомендации. – Каховка: «Чумак» - 2004. 2004 – 20 с.
3. Пастухов В.І. Перспективи розвитку промислового виробництва овочів в Харківському регіоні / Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Випуск 124, т.1 – Харків. – 2011. С. 308-313.
4. Выращивание овощей на орошении. Практический справочник. – Киев: «Юнивест медиа». – 2013. – 252 с.
5. Тараторкин В. М. Ресурсосберегающие технологии в молочном животноводстве и кормопроизводстве [Текст] / В. М. Тараторкин, Е. Б. Петров. - М.: Колос, 2009. - 376 с.
6. Роботизированные системы в животноводстве: учеб. пособ. / А.А. Науменко [и др.]. - "Міськдрук": Харків, 2015. - 170 с.
7. Journal of Applied Irrigation Science/ Vol/ 31 (2). October 1996. PP 153 – 163.
8. В. Wowrezeezka Agropolis – part II. A morden city farm // Architectus. – 2014. – №3 (39). – P. 85-95
9. Руденькая Н. Небоскреб-ферма // Наука и техника. – 2010. – №8 (51). – С.2-3

Анотація

АГРОХМАРОЧОСИ – ЦЕ НОВАЦІЇ АРХІТЕКТУРИ І СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Мироненко В., Маслоva В., Пастухов В., Нанка О.

Показано один із напрямків подолання проблеми майбутнього – недостачі виробництва продуктів харчування, шляхом організації „міського сільського господарства”. Постановка його на промислову основу в висотних агрокомплексах можлива при використанні інноваційних технологій сільського господарства.

Abstract

HIGH-ALTITUDE AGRICULTURAL COMPLEXES IS INNOVATION ARCHITECTURE AND AGRICULTURE

V. Myronenko, V. Maslov, V. Pastukhov, Nanka O.

The direction of overcoming the problem that is coming in the future, shortages of food through the organization of "urban agriculture" has been showed. Placing it on an industrial scale in high agricultural complexes in the use of innovative technologies in agriculture.

РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ВИПРОБУВАНЬ ПНЕВМАТИЧНОГО СЕПАРАТОРА НА ПОПЕРЕДНЬОМУ ОЧИЩЕННІ НАСІННЄВИХ СУМІШЕЙ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР

**Бакум М.В. к.т.н. проф., Крекот М.М. викл., Абдуєв М.М. к.т.н. доц.,
Вотченко О.С. доц., Винокуров М.О. ст. викл., Майборода Д.Л. маг.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Наведені результати виробничих випробувань модернізованого пневматичного сепаратора з регульованою шириною сепарувального каналу на попередньому очищенні насінневої суміші петрушки.

Постановка задачі. Одним із основних факторів отримання овочевих культур низької собівартості є використання високоякісного посівного матеріалу. При механізованому обмолочуванні насінників петрушки в основну фракцію виділяється як повноцінне так і недозріле насіння основної культури а також значна кількість подрібнених суцвіть часточок стебел мінеральних домішок різного фракційного складу та насіння бур'янів. Такий матеріал має низьку сипучість підвищену вологість що погіршує процес розділення на сепараторах з решітними трієрними або спеціальними (вібраційні шорсткі площини) робочими поверхнями. Крім того підвищена вологість призводить до втрат посівних властивостей насіння при зберіганні що потребує первинного очищення або сушки насінневого вороху. Тому розробка конструкцій сепараторів спроможних ефективно розділяти такі суміші є актуальною задачею для овочівництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Широко використовуються в машинах для післязбиральної обробки насінневого матеріалу повітряні очистки з вертикальним сепарувальним каналом [1, 2]. Основні задачі які вирішують такі очисники є відокремлення легких домішок. Широке використання їх на виробництві підтверджує ефективність на попередньому очищенні насінневих сумішей зернових культур [3]. Дрібнонасінневі суміші мають незначні відмінності аеродинамічних властивостей їх компонентів тому розділення таких сумішей у вертикальних повітряних каналах малоефективне. На кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П. Василенка розроблено модернізований пневматичний сепаратор з нахиленим пневматичним каналом і регульованою його шириною у якому розділення компонентів відбувається у супутньому повітряному потоці нерівномірному по висоті каналу [4–6]. Результатами лабораторних і виробничих досліджень підтверджено його ефективність на очищенні і сортуванні овочевих культур [7–9]. Використання розробленого пневматичного сепаратора на доочищенні насінневої суміші петрушки не досліджувались.

Мета досліджень. Дослідити ефективність використання модернізованого

пневматичного сепаратора з нахиленим пневматичним каналом і регульованою його шириною у якому швидкість повітряного потоку нерівномірна по висоті каналу машини на доочищенні насінневої суміші петрушки.

Результати дослідження. Насіння петрушки сорту Харків'янка першої репродукції, вирощене в ІОБ НААНУ після попереднього очищення не відповідало вимогам до посівного матеріалу із-за вмісту великої кількості домішок.

Згідно ДСТУ 7160:2010 в кондиційному посівному матеріалі петрушки першої репродукції, насіння основної культури повинно бути не менше 96%, насіння інших культурних рослин не більше 0,4%, а насіння бур'янів не більше 0,3%. Схожість насіння основної культури повинна бути не нижчою 65%.

Вихідним матеріалом для випробувань була насіннева суміш петрушки сорту Харків'янка першої репродукції. Вміст насіння основної культури у вихідному матеріалі становив 62,78%, легких домішок (подрібнені стебла та суцвіття) – 37,16%, грудочок ґрунту та пилу 0,02%, насіння інших культурних рослин – 20 шт./кг, а насіння бур'янів – 62 шт./кг, в тому числі: щиріці звичайної 9 шт./кг, мишію сизого 13 шт./кг, гірчака льонового 2 шт./кг та інших бур'янів 38 шт./кг. Вихідний матеріал мав такі посівні показники якості насіння основної культури: маса 1000 насінин 0,77 г, енергія проростання 26,20%, а схожість 40,80%, Насіннева суміш за всіма показниками не відповідала вимогам державного стандарту.

Результати сепарації насінневої суміші петрушки сорту Харків'янка на пневматичному сепараторі приведені в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Результати сепарації насінневої суміші насіння петрушки сорту Харків'янка на пневматичному сепараторі із змінною шириною повітряного каналу

Показники	Вихідний матеріал	Фракції				
		I	II	III	IV	V
Розподіл матеріалу за фракціями, кг	185,00	65,65	31,97	32,10	10,39	44,89
%	100	35,49	17,28	17,35	5,61	24,26
Вміст насіння петрушки, %	62,78	99,64	95,01	36,41	34,85	11,25
Маса 1000 насінин, г	0,77	1,37	0,81	0,44	0,27	0,22
Енергія проростання насіння, %	26,20	50,00	30,30	14,00	4,70	2,30
Схожість насіння, %	40,80	80,70	48,00	16,30	7,00	2,70
Вміст легких домішок, %	37,16	0,33	4,95	63,52	65,13	88,66
Вміст насіння бур'янів, всього, %	0,03	0,01	0,01	0,02	0,02	0,08
в тому числі, шт./кг:						
щиріці звичайної	9	–	–	34	143	–
гірчака льонового	2	–	9	–	–	–
мишію сизого	13	–	–	68	–	113
інших бур'янів	38	27	24	101	143	337
Вміст насіння культурних рослин, %	0,01	–	0,01	0,02	–	0,01
шт./кг	20	–	51	135	–	38
Вміст грудочок ґрунту, %	0,02	0,02	0,02	0,03	–	–
Якість посівного матеріалу	Неконд.	Конд.	Неконд.			

Аналіз результатів сепарації показує, що в перший приймач виділилось найбільше (65,65 кг) матеріалу, що становить 35,49% від маси вихідної суміші. Вміст насіння основної культури в цій фракції становить 99,64% від її маси. Насіння основної культури в цю фракцію виділилось з найвищими посівними показниками якості: маса 1000 насінин 1,37 г, що на 0,60 г вища насіння вихідного матеріалу; його енергія проростання вища на 23,8%, а схожість на 39,9% і становлять, відповідно, 50,00% і 80,60%, що значно вищі вимог стандартів на посівний матеріал. Домішки в першій фракції склали лише 0,35% від її маси, причому 0,33% становили подрібнені кусочки стебел та суцвіть, які легко можна відокремити на решетах без втрат насіння основної культури. Решту домішок (0,02% від маси фракції) становили грудочки ґрунту. Крім того, до цього приймача не потрапило насіння щиріці звичайної, гірчака льонового і мишію сизого, а вміст насіння інших бур'янів склав 27 шт./кг.

Слід зазначити що в цей приймач також не потрапило насіння культурних рослин. Вміст цієї фракції за всіма показниками відповідає вимогам державного стандарту.

До другого приймача виділилось 31,97 кг насінневого матеріалу (17,28% від маси вихідної суміші), який за вмістом насіння основної культури і посівними властивостями не відповідає вимогам стандарту. Вміст насіння основної культури цієї фракції становить 95,01%, що лише на 0,99% менший вимог стандарту. Маса 1000 насінин петрушки цієї фракції 0,81 г, що на 0,04 г вища насіння вихідного матеріалу. Енергія проростання і схожість петрушки цієї фракції теж вищі ніж у насіння вихідного матеріалу, відповідно, на 4,10 і 7,00%, але нижчі від насіння першої фракції. Домішки у другому приймачеві становили лише 4,97%. З них 4,95%, від маси другої фракції, були подрібнені стебла, а 0,02% – грудочки ґрунту. В цю фракцію потрапило все насіння гірчака льонового (9 шт./кг), а також невелика кількість насіння інших бур'янів (24 шт./кг).

До третього приймача виділилося – 32,10 кг, матеріалу, що становить 17,35% від маси вихідної суміші. Цей матеріал не відповідає вимогам стандарту. Так, насіння основної культури в ньому лише 36,41%, що на 59,59% менше вимог стандарту. Найбільше в цей приймач виділилося домішок – 63,55% від маси фракції, з них 63,52% склали подрібнені стебла і суцвіття, а 0,03% – грудочки ґрунту. Маса 1000 насінин цієї фракції 0,44 г, що на 0,33 г нижча насіння вихідного матеріалу. Енергія проростання і схожість насіння цієї фракції значно нижчі вимог стандарту і складають, відповідно, 14,00 і 16,30%. Вміст насіння бур'янів цієї фракції склав 0,02% від її маси, в тому числі: щиріці звичайної 34 шт./кг, мишію сизого 68 шт./кг, інших бур'янів 101 шт./кг. Стільки ж в цей приймач потрапило і насіння культурних рослин – 0,02% від маси фракції.

Матеріал четвертої фракції становив 10,39 кг (5,61% від маси вихідної суміші) і не відповідав вимогам стандарту через великий вміст легких домішок – 65,13%. Насіння петрушки, що виділилося в цю фракцію має низькі посівні властивості: маса 1000 насінин 0,27 г, енергія проростання 4,7%, а схожість 7,00%. Насіння бур'янів в цю фракцію виділилося стільки ж, як і в попередню

(0,02% від маси фракції), але іншого складу, а саме: щиріці звичайної 143 шт./кг, насіння інших бур'янів 143 шт./кг.

Найлегші компоненти вихідного матеріалу виділилися до п'ятого приймача. Маса цієї фракції 44,89 кг становить 24,26% від маси вихідного матеріалу. Найбільше в цю фракцію виділилося легких домішок – 88,66%, а також насіння бур'янів – 0,08%, в тому числі: 113 шт./кг – мишію сизого і 337 шт./кг насіння інших бур'янів. Вміст насіння основної культури цієї фракції склав 0,01% від її маси.

З метою збільшення виходу кондиційного посівного матеріалу можна змішати перші дві фракції і отримати 97,62 кг насінневого матеріалу (52,77% від маси вихідної суміші), що відповідає вимогам стандарту. Вміст насіння основної культури такої суміші становитиме 98,12%. Маса 1000 насінин петрушки цієї суміші 1,19 г. Енергія проростання і схожість насіння, відповідно становитимуть, 43,55 і 69,97%. Домішки отриманої суміші складуть лише 3,83%, причому 3,81% з них – подрібнені частинки стебел і суцвіть, а грудочок ґрунту всього 0,02% від її маси. Також в цю суміш потрапить насіння культурних рослин 39 шт./кг, і насіння бур'янів гірчака льонового 6 шт./кг, інших бур'янів 26 шт./кг.

Таким чином, за один пропуск насінневої суміші петрушки масою 185,00 кг, яка не відповідала вимогам державного стандарту можливо отримати 35,49% або 52,77%, кондиційного насіння петрушки. Слід зазначити, що для першого випадку отримуємо насіння петрушки не засмічене насінням культурних рослин, з вмістом невеликої кількості легких домішок (0,33% від маси фракції), а маса 1000 насінин, енергія проростання і схожість матеріалу будуть найкращими. В другому випадку, отримуємо насіння петрушки з невеликим вмістом насіння культурних рослин 0,01%, від сумарної маси об'єднаної фракції. Посівні якості матеріалу знизяться: маса 1000 насінин зменшиться до 1,19 г, енергія проростання і схожість, відповідно, складатиме 43,55 і 69,97%. Вміст насіння бур'янів в обох випадках становитиме 0,01% від маси фракції, але його склад буде різним. В першому випадку, насіння інших бур'янів було 27 шт./кг, в другому – насіння гірчака льонового 39 шт./кг, інших бур'янів 26 шт./кг. Вміст грудочок ґрунту в обох випадках було рівним 0,01% від маси фракції.

Висновки. 1. Виробничими випробуваннями модернізованого пневматичного сепаратора з регульованою шириною сепарувального каналу підтверджена висока його ефективність на доочищені дрібнонасінневих сумішей овочевих культур від легких домішок, що значно спрощує роботу машин основної сепарації.

2. Таким чином, за один пропуск насінневої суміші петрушки яка не відповідала вимогам ДСТУ 7160:2010 отримали 35,49% (вміст першої фракції) або 52,77% (вміст перших двох фракцій), від маси вихідного матеріалу кондиційного насіння петрушки. Слід зазначити, що для першого випадку отримуємо насіння петрушки не засмічене насінням культурних рослин, з вмістом невеликої кількості легких домішок (0,33% від маси фракції), а маса 1000 насінин, енергія проростання і схожість матеріалу будуть найкращими. В

другому випадку, отримаємо насіння петрушки з невеликим вмістом насіння культурних рослин 0,01%, від сумарної маси об'єднаної фракції. Посівні якості матеріалу знизяться: маса 1000 насінин зменшиться до 1,19 г, енергія проростання і схожість, відповідно, складатиме 43,55 і 69,97%. Вміст насіння бур'янів в обох випадках становитиме 0,01% від маси фракції, але його склад буде різним. В першому випадку, насіння інших бур'янів було 27 шт./кг, в другому – насіння гірчака льонового 39 шт./кг, інших бур'янів 26 шт./кг. Вміст грудочок ґрунту в обох випадках було рівним 0,01% від маси фракції.

Список використаних джерел

1. Воронов И. Г. Очистка и сортирование семян / И. Г. Воронов, И. Е. Кожуховский, П. П. Колышев, Г. Т. Павловский. – М.: Государственное изд-во с-х лит., 1959. – 580 с.
2. Дринча В.М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки / В.М. Дринча. – Воронеж: изд-во НПО «МОДЕК», 2006. – 384 с.
3. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины / И.Е. Кожуховский. – М: Машиностроение, 1974. – 200 с.
4. Патент № 51675 Україна, МПК (2009) В07В4/00. Пневматичний сепаратор / Бакум М.В., Крекот М.М. - № 201001264; опубл. 26.07.2010, Бюл. № 14. – 4 с.
5. Патент № 70667А України, МКІ В07В4/00. Спосіб розділення насінневих сумішей у нахиленому повітряному потоці та пристрій для його здійснення / М.В. Бакум, Ю.О. Манчинський, М.М. Абдуєв, М.М. Крекот. – № 20031212049; Заявл. 22.12.03; Опубл. 15.10.2004. Бюл. № 10. – 4 с.
6. Пат. 60034 України. МПК В07В 4/00 Спосіб підготовки до роботи пневматичних сепараторів з нахиленим повітряним каналом / Бакум М.В., Ольшанський В.П., Крекот М.М., Абдуєв М.М., Вотченко О.С., Могильний М.В.; заявник та власник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. № u201013415; заявл. 11.11.2010; опубл. 10.06.2011, Бюл. № 11.
7. Бакум М.В. До обґрунтування ефективності використання пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом в якості машини попередньої сепарації насінневих сумішей моркви / Бакум М.В., Крекот М.М., Абдуєв М.М., Вотченко О.С., Шептур О.А., Могильний М.В. // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2011. – Вип. 107, Т.1.– С. 214-220.
8. Бакум М.В. Результати виробничих випробувань модернізованого пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом / Бакум М.В., Крекот М.М., Абдуєв М.М., Вотченко О.С., Леонов В.П., Шевченко М.І. // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2008. – Вип. 75, Т.2.– С. 72-78.

9. Бакум М.В. До обґрунтування ефективності пневматичних сепараторів для підготовки посівного матеріалу / М.В. Бакум, М.М. Крекот, М.М. Абдуєв, А.А. Путівцев, О.В. Чесняков // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 2006. – Вип. 44. Т.2. – С. 298–303.

Аннотация

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА НА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЧИСТКЕ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР

Бакум Н.В., Крекот Н.Н., Абдуев М.М., Вотченко А.С., Винокуров Н.О., Майборода Д.Л.

Приведены результаты производственных испытаний пневматического сепаратора с регулируемой шириной сепарирующего канала на предварительной очистке семенных смесей петрушки.

Abstract

THE RESULTS OF TESTING OF PNEUMATIC SEPARATOR PRE-TREATMENT OF SEED MIXTURES OF VEGETABLES

N. Bakum, N. Krekot, M. Abduyev, A. Votchenko, N. Vinokourov, D. Majboroda

The results of testing of pneumatic separator with adjustable width of the separation channel pre-treatment of seed mixtures parsley.

ПОЛЬОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОЩУВАННЯ КАРТОПЛІ ПІД СОЛОМОЮ

**Пастухов В.І., д.т.н., проф., Бакум М.В., к.т.н., проф., Ящук Д.А., асист.,
Головін І.О. магістрант, Крохмаль Д.В. магістрант**
*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Адамчук В.В., д.т.н. проф., Присяжний В.Г., к.т.н.
ННЦ «Інститут механізації і електрифікації сільського господарства»

Корнієнко С.І. д.с-г.н., Могильна О.М., к.с-г. н., Мельник О.В. к.с-г.н.,
Інститут овочівництва і баштанництва НААНУ

На підставі польових досліджень визначено вплив шару соломи на мікроклімат в зоні розташування бульб картоплі в залежності від агрофону і способу посадки та врожайність і якість продукції.

В 2014 році на базі дослідного поля інституту овочівництва і баштанництва НААНУ були закладені польові досліді, які стали продовженням науково-дослідної роботи по вивченню відомої з літературних джерел технології вирощування картоплі під шаром соломи.

Результатом польових дослідів 2013 року було встановлення оптимального шару соломи (20-25 см), при якому отримано максимальна прибавка врожаю (51%) в порівнянні з контролем та мінімальна забур'яненість під час вегетації.

При цьому було з'ясовано, що загущеність посадки в порівнянні з рекомендованою 41 тис. на гектар не дала прибавки врожаю.

Досліджуючи агро-фізичні аспекти даної технології було встановлено, що мульчування ділянок з картоплею, висадженою на поверхню ґрунту полягає у створенні сприятливих температурно-вологісних умов для вирощування коренебульбоплодів.

Мета. Метою польових дослідів 2014 року було визначення впливу технологій садіння на врожайність та моніторинг температури на глибині розташування бульб.

Результати досліджень. Польові досліді проводили за слідуючою програмою:

Сорт картоплі: Серпанок.

Схема садіння 70×35 см, густина садіння – 41 тис. шт. на 1 га.

Попередник – ярі зернові (ячмінь).

Садіння проводилось після досягнення ґрунтом фізичної стиглості 28 квітня.(рис.1)



Рис. 1 – Варіант висадки бульб картоплі на поверхню поля

Табл 1 – Варіанти дослідів

№№	Варіанти
1	Садіння на ущільнену поверхню з укриттям соломю
2	Садіння на рихлу поверхню з укриттям соломю
3	Садіння в гребені з укриттям соломю
4	Садіння в гребені (контроль)

В таблиці 2 наведені результати фенологічних спостережень: термін появи сходів, бутонізації та цвітіння для кожного з варіантів дослідів.

Табл 2. Результати фенологічних спостережень

№№	Сходи	Бутонізація	Цвітіння
1	10.06	30.06	8.07
2	3.06	30.06	6.07
3	20.05	25.06	4.07
4	14.05	24.06	30.06

Для моніторингу температури ґрунту на глибині розташування бульб на кожній дослідній ділянці були закладені автономні електронні датчики температури, які дозволили фіксувати температури на протязі доби з дня посадки до збирання врожаю. (рис.2)



Рис. 2 – Розміщення автономних електронних датчиків температури на дослідних ділянках.

Результати моніторингу температури ґрунту в дослідях наведені на рис. 3.

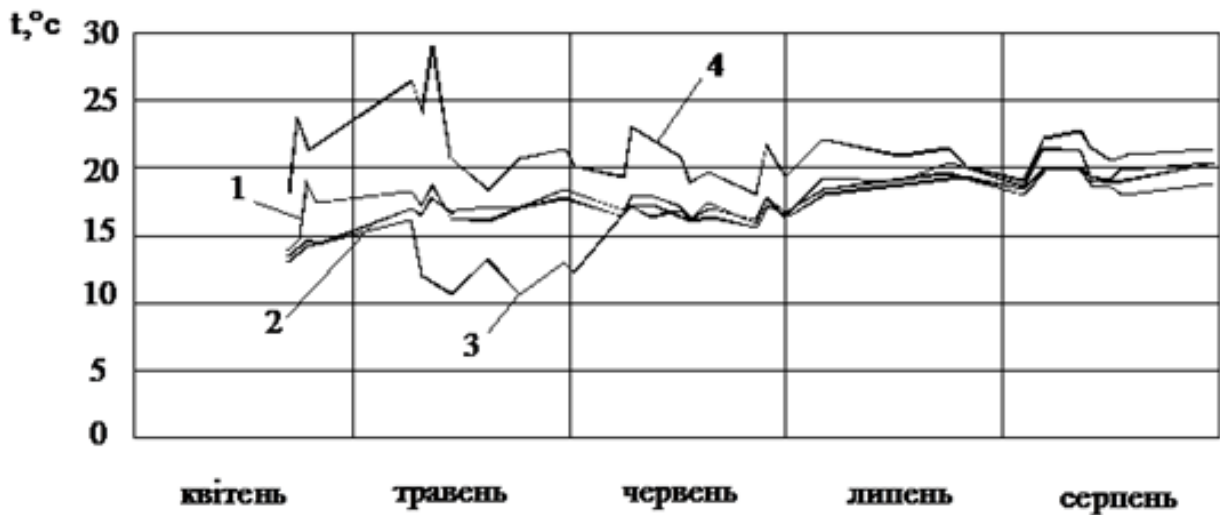


Рис. 3 Результати моніторингу температури ґрунту в дослідях при садінні:

1- на ущільнений ґрунт під солому; 2- на рихлий ґрунт під солому; 3-у гребені під солому; 4-у гребені (контроль)

Як видно з рис. 1 у варіантах досліду №2, №3 температура ґрунту на глибині розташування коренеплодів за весь період вегетації не перевищувала 20°C. Тобто клубені знаходились в зоні оптимальних значень для формування врожаю.

Невелике підвищення температури в зоні розташування клубенів на

ущільненому ґрунті (на 1-2°C) ймовірно пов'язано з фізико-хімічними процесами, що відбуваються у ґрунті і які пов'язані з його щільністю. Вважаючи, що ґрунт є складною гетерогенною системою, у подальших дослідженнях необхідно детально дослідити вплив агрофону на механіко-технологічні показники зони розташування коренебульбоплодів і кінець кінцем на формування врожаю.

Що стосується вологості ґрунту, слід відмітити, що літо 2014 року відмічалось значними опадами, що сприяло підвищеному рівню вологості ґрунту. Це, в свою чергу, негативно сказалося на формуванні врожаю картоплі.

Збирання врожаю проводили 19 серпня після настання біологічної зрілості. Результати врожайності і біологічного аналізу наведені в таблицях 3, 4.

Таблиця 3 – Вплив способів садіння на урожайність

№№	Загальний урожай, т/га	Товарний урожай, т/га	Товарність урожаю, %
1	16,7	16,7	100
2	25,0	22,0	88
3	30,0	28,0	93
4	14,3	12,8	90

Таблиця 4 Вплив способів садіння на біохімічний склад урожаю

№№	Суха речовина, %	Крохмаль, %	Цукор, %	Аскорбінова кислота, мг/100 г	Нітрати, мг/кг
1	12,20	12,73	0,50	12,58	42,0
2	22,97	10,35	0,41	15,06	41,9
3	22,88	12,89	0,48	12,79	34,5
4	17,52	16,82	1,21	11,17	39,6

Як видно, найбільша врожайність була отримана на дослідній ділянці №3 (30 т/га), де картопля була висаджена на гребнях під шаром соломи. Очевидно в умовах значних опадів вологість ґрунту на гребнях була меншою, ніж на ущільненому ґрунті.

За якісними показниками (таблиця 4) врожай з дослідної ділянки №3 позитивно відмічається від контролю.

Висновки. За результатами польових досліджень було встановлено:

1. Шар соломи (мульчі) товщиною 20÷25 см утримує температуру в зоні розташування бульбоплодів від 16°C до 20°C при денній температурі повітря на рівні 30-32°C, що сприяє створенню оптимальних умов для розвитку картоплі.

2. Вкриття бульбоплодів соломою підтримує вологість ґрунту в засушлий період на рівні 70-78 % НВ завдяки конденсації пари за рахунок перепадів денної і нічної температури (від 32°C до 16°C).

3. При опадах вище норми вологість ґрунту на гребнях під шаром соломи швидше знижується завдяки провітрюванню через мульчу (солому) і

дренаж через щільний ґрунт гребнів.

4. Вирощування картоплі під шаром соломи сприяє отриманню якісного насінневого матеріалу.

5. Шар соломи в 20-25 см повністю виключає проростання бур'янів, що суттєво зменшує витрати на їх знищення і, таким чином, зменшує собівартість її виробництва.

6. Враховуючи результати польових досліджень на дослідних полях ІОБ НААН і ННЦ «ІМЕСГ», технологія, що вивчається буде мати найбільш результативний ефект в регіонах з посушливим кліматом в степовій зоні України. Для перевірки цього висновку необхідно спланувати і провести польові дослідження в південній частині країни.

Список використаних джерел

1. Перспективи розвитку галузі картоплярства в Україні // <http://potatoclub.com.ua>.
2. Лысенко Ю. Н. Новый способ бесменного возделывания картофеля / Лысенко Ю. Н. // Картофель и овощи, 2004, 3.
3. Буряков А. Т. Приемы агротехники картофеля / Буряков А. Т. // Картофель и овощи, 2004.
4. Мельцаев И. Г. Урожай и качество картофеля зависят от технологии картофеля // «Картофель и овощи», № 3. – 2004. – С. 6 – 7.
5. Пастухов В.І, Бакум М.В, Ащук А.Д. До обґрунтування енергозберігаючої механізованої технології виробництва картоплів лісостеповій зоні України // Пастухов В.І, Бакум М.В, Ащук А.Д. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – С 106 – 114.
6. Yuri F. Drygin. Highly sensitive field test lateral flow immunodiagnostics of PVX infection / Yuri F. Drygin, Anatoly N. Blintsov, Vitaly G. Grigorenko, Irina P. Andreeva, Alexander P. Osipov, Yuri A. Varitzev, Alexander I. Uskov, Dmitry V. Kravchenko, Joseph G. Atabekov //Appl Microbiol Biotechnol., In pres.
7. Ильина Л. В. Использование растительной биомассы для повышения плодородия почв и продуктивности земледелия / Ильина Л. В., Ушаков Р. Н., Возняковская Ю. М., Аврова М. П. // «Земледелие», № 6. – 1998. С. 42 – 43.
8. Маслов Г. Г. Природозащитная технология использования соломы на удобрение / Маслов Г. Г. // «Механизация и электрификация сельского хозяйства», № 8. –1994. – С. 13 – 16.
9. Bhardwaj K. Effect of legume grech manuzino on nitrogen mineralization and gom, microbiological properties in acid zice soil / Bhardwaj K., Datte N. // Biology and Fertility soil. – 1995. – № 1. – P. 19.
10. Патент України №81963, МПК А01С 9/00. Спосіб механізованого вирощування картоплі на поверхні поля/ Пастухов В.І., Бакум М.В., Пастухов І.В., Могильна О.М., Присяжний В.Г., Борис А.М. Опубл. 10.07.2013, Бюл.№13.

11. Патент України №93005, МПК А01В 19/00. Підбирач мульчі з рядків картоплі/ Адамчук В.В., Пастухов В.І., Бакум М.В., Нікітін С.П., Михайлов А.Д., Абдуєв М.М., Ящук Д.А., Присяжний В.Г., Борис А.М. Опубл. 10.09.2014, Бюл.№17.
12. Патент України №9572, МПК А01С 9/00.Спосіб механізованого вирощування картоплі/ Адамчук В.В., Корнієнко С.І., Бакум М.В., Пастухов В.І., Майборода М.М., Могильна О.М. Присяжний В.Г. Опубл. 12.01.2015, Бюл.№1.
13. Патент України №95816, МПК А01С 9/00.Спосіб вирощування картоплі/ Бакум М.В., Пастухов В.І., Майборода М.М., Корнієнко С.І., Могильна О.М., Муравйов В.О., Мельник О.В. Опубл. 12.01.2015, Бюл.№1.

Аннотация

ПОЛЕВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ВЫРАЩИВАНИЯ КАРТОФЕЛЬ ПОД СОЛОМОЙ

Пастухов В.И., Бакум Н.В., Ящук Д.А., Головин И.А., Крохмаль Д.В., Адамчук В.В., Присяжний В.Г., Корниенко С.И., Могильна Е.Н., Мельник А.В.

На основании полевых исследований определено влияние слоя соломы на микроклимат в зоне расположения клубней картофеля в зависимости от агрофона и способа посадки а также урожайность и качество продукции.

Abstract

TO THE JUSTIFICATION OF MECHANIZED TECHNOLOGIES ENERGY CONSERVATION POTATO PRODUCTION IN THE STEPPE ZONE OF UKRAINE

V. Pastukhov, M. Bakum, D. Yashchuk, I. Golovin, D. Krohmal, V. Adamchuk,
V Prysaznyi, S. Kornienko, E. Mogilna, A. Melnik

Based on field research the influence of a layer of straw on the microclimate in the area of the potato, depending on the state of the field and method of planting and yield and product quality.

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ РОТАЦІЙНОГО ОРГАНУ КУЛЬТИВАТОРА МІЖРЯДНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Пастухов В. І., д.т.н., проф. Беловол С. А., аспір.

*Харківський національний технічний університет сільського господарств ім.
Петра Василенка*

Проведено енергетичний аналіз роботи ротаційного робочого органу культиватора міжрядного обробітку ґрунту. Теоретично досліджено вплив кутової швидкості робочих органів та поступальної швидкості МТА на необхідну потужність робочого органу.

Постановка питання. Механізований обробіток ґрунту при догляді за посівами просапних культур забезпечує ефективне видалення бур'янів та оптимальний водно-повітряний режим ґранту, що зумовлює сприятливі умови розвитку рослин та, як наслідок формування високих врожаїв. Використання ротаційних знарядь з вертикальною віссю обертання забезпечує якісне знищення бур'янів, їх мульчування з подальшою мінералізацією, розпушування, перемішування і оптимальний фракційний склад ґрунту, рівний профіль обробленої поверхні. Доцільним є застосування приводних роторних машин, так як вони дозволяють регулювати параметри обробки залежно від умов її проведення. Крім того, результати ряду досліджень свідчать про те, що фрезована ґрунти більш тривалий період зберігає стан оптимальний для розвитку культурних рослин [1].

Проте, залишається не до кінця вирішеним питання підвищення продуктивності ротаційних ґрунтообробних машин при раціональних енергетичних параметрах їх роботи.

Отже, енергетичний аналіз роботи вертикально-роторних машин, пошук шляхів оптимізації їх параметрів і удосконалення конструкції є важливою прикладною задачею.

Аналіз останніх досліджень. Енергетичний аналіз роботи ротаційних машин приведений в дослідженнях провідних вчених землеробської механіки: П. М. Василенка, А. С. Кушнар'ова, Ф. М. Канар'ова, І. М. Панова, Ю. І. Матяшина [2 – 4]. У роботах І. М. Панова і В. І. Ветохіна особливу увагу приділено дослідженню енергетичних показників тягово-привідних ґрунтообробних знарядь [5]. Виділено наступні шляхи зниження енергоємності ротаційної обробки ґрунту: оптимізація конструктивних і технологічних параметрів робочих органів і режимів їх роботи; попередня зміна стану оброблюваного ґрунту; застосування зубових роторів.

При обґрунтуванні конструктивних і технологічних параметрів приводних ротаційних машин слід враховувати кінематичний режим роботи, який характеризується співвідношенням колової та поздовжньої швидкостей і впливає на якісні та енергетичні показники роботи [4, 6]. Відомі результати

досліджень свідчать про те, що із зростанням поздовжньої швидкості зростає і тяговий опір ґрунтообробних агрегатів, що обмежує їх продуктивність [7, 8].

Метою досліджень є аналіз енергетичних показників роботи ротаційного робочого органу культиватора міжрядного обробітку ґрунту для з наступною експериментальною перевіркою отриманих теоретичних залежностей.

Результати досліджень.

Згідно технічного рішення на кожен секцію культиватора міжрядного обробітку ґрунту встановлюється два ротаційних робочих органа, кожен з яких включає зовнішній та внутрішній диски з робочими елементами (зубами), диски змонтовані на вертикальній вісі, їм передається обертовий рух у зустрічних напрямках через редуктор [9].

Основну роботу по знищенню кореневої системи бур'янів виконує стрілочата лапа, яка і робить основний внесок в тяговий опір машини.

На рис. 1 показаний силовий мотор реакцій ґрунту при роботі ротаційного органу з дванадцятьма зубами. Видно, що сили направлені проти руху, тобто заважають руху робочого органу, а годограф векторів реакцій також, як і в моторі швидкостей, описує коло, що відстає від траєкторії обертання на $\frac{mV}{t}$.

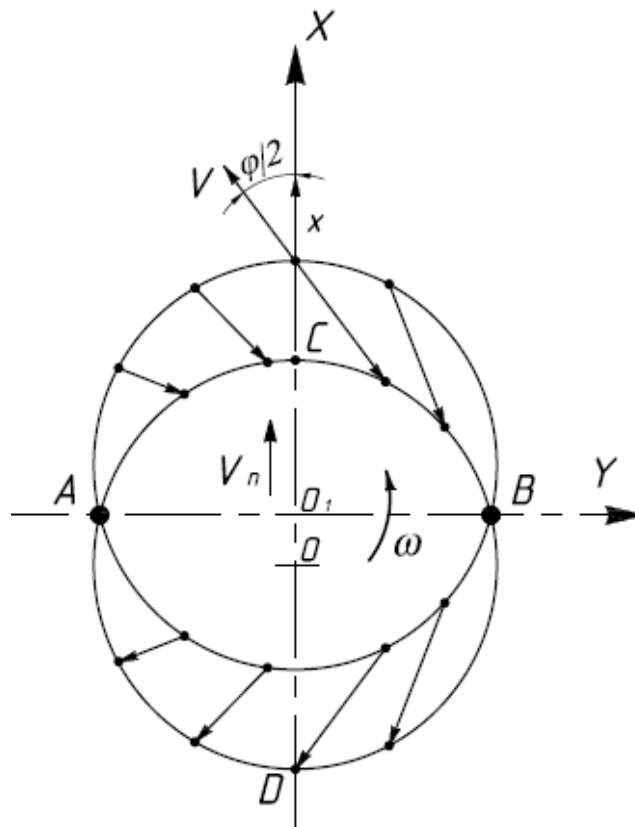


Рис. 1 – Силовий мотор реакцій ґрунту при переміщенні ротаційного органу

Визначимо нормальне зусилля на один зуб в лобовій області робочого органу. При відриві стружки з утворенням попереджуючої тріщини довжиною L виникає питома сила F , направлена по лінії руху зуба і дорівнює [4, 5]:

$$F = \sqrt{\frac{2L\pi\alpha E}{1-\sigma^2}}, \quad (1)$$

де E – модуль пружності;
 σ – коефіцієнт Пуассона;
 α – коефіцієнт поверхневого натягу;
 P_0 – розтягуючі напруження.

Для інших зубів в інших положеннях питома сила складе $F_H = F \cos \frac{\varphi}{2}$.

Тоді сумарна сила в лобовій частині буде визначатися за формулою:

$$F_{\text{лоб}} = \int_0^{\pi} F \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi. \quad (2)$$

У тилевій частини робочого органу відбувається тільки переміщення вже розрихленого ґрунту, і опір, що виникає створюється завдяки поступальній швидкості V_n . Визначимо опір половинки площі поверхні зуба:

$$F_{\text{лн}} = \sigma_s \cdot S_{\text{л}}, \quad (3)$$

де σ_s – напруження на боковій поверхні зуба, що дорівнює тимчасовому опору;
 $S_{\text{л}}$ – половинка площі поверхні зуба.

Повна силу опору задньої частини $F_{\text{лн}} = 2F_{\text{лн}}$.

Треба відмітити, що такий самий лобовий опір зазнає один зуб і в лобовій частині робочого органу, тобто сумарний опір від поступового руху буде дорівнювати $2F_{\text{лн}}$. Тоді, потужність, яка витрачається робочими органами буде дорівнювати:

$$N = 2F_{\text{лн}}V_n + M\omega + F_nV_n, \quad (4)$$

де M – момент сили при обертанні;
 ω – кутова швидкість обертання;

Тоді, момент сили визначається за формулою:

$$M = FR_1, \quad (5)$$

де R_1 – радіус обертання зовнішнього диску.

Визначимо залежність необхідної потужності від значень кутової та поступальної швидкості за результатами розрахунку побудуємо графіки приведені на рис.2.

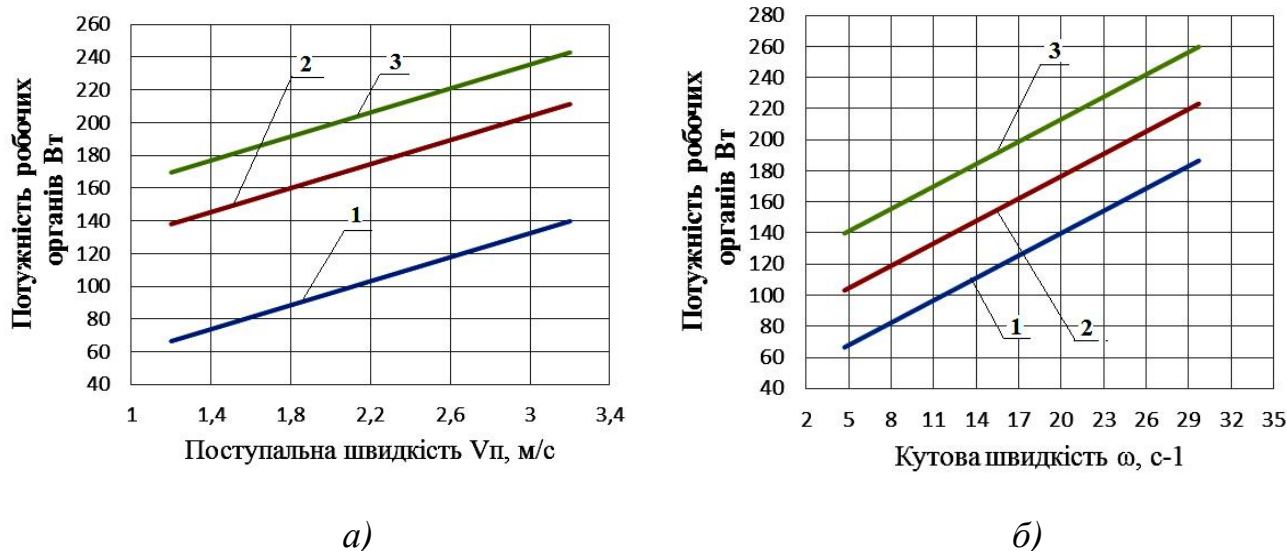


Рис. 2 – Залежність необхідної потужності робочих органів від їх кутової та поступальної швидкості:

а) залежність потужності робочих органів від поступальної швидкості при різних рівнях кутової швидкості: 1 – при кутовій швидкості $4,7 \text{ с}^{-1}$; 2 – при кутовій швидкості $19,6 \text{ с}^{-1}$; 3 – при кутовій швидкості $26,2 \text{ с}^{-1}$; б) залежність потужності робочих органів від кутової швидкості при різних рівнях поступальної швидкості: 1 – при поступальній швидкості – $1,2 \text{ м/с}$; 2 – при поступальній швидкості – $2,2 \text{ м/с}$; 3 – при поступальній швидкості – $3,2 \text{ м/с}$.

З рис. 2 видно, що необхідна потужність ротаційних органів прямо пропорційна кутовій та поступальній швидкості.

Внутрішній диск робочого органу працює у вже зрихленому ґрунті і виконує роботу тільки по перемішуванню і подальшому подрібненню частинок ґрунту. При цьому на обертання внутрішнього диска витрачається значно менша частина енергії, з якої переважна частина йде на подолання лобового опору. При цьому і передня і задня частини працюють в однакових полегшених умовах.

При кількості зубів n для внутрішнього диску робочого органу отримаємо: $F = nF_{\text{вн}}$; $M = nM_{\text{вн}}$; $N = nN_{\text{вн}}$.

Для перевірки результатів теоретичного аналізу енергетичних показників роботи ротаційного робочого органу проведено експериментальні дослідження. Для цього була розроблена методика на основі нормативних документів, зокрема положень ГОСТ Р 52777 «Техніка сільськогосподарська. Методи енергетичної оцінки» та інших науково-технічних джерел.

Експериментальні дослідження в польових умовах передбачали монтаж та агрегування дослідної установки із енергетичним засобом та встановлення відповідних приладів для контролю показників її роботи. На раму, призначену для встановлення однієї секції культиватора, кріпився гряділь серійного культиватора КРН-5,6, на яку встановлювалась дослідна установка з ротаційними органами. Від гідросистеми з номінальним тиском 16 МПа трактора через патрубки на гідромотор подавалась робоча рідина, чим ротаційні органи приводились в обертовий рух.

Згідно розробленої методики експериментальних досліджень передбачався контроль наступних показників роботи установки: кутової швидкості обертання дисків ротаційних органів, поступальної швидкості агрегату, тиску робочої рідини в напірній гідролінії, витрати робочої рідини в гідравлічній системі. Для цього було обрано та встановлено відповідне обладнання.

Для визначення кутової швидкості обертання дисків ротаційних органів на несучу раму дослідної установки встановлювався індуктивний частотомірювальний датчик Д4В-1, а на ведучий шків пасової передачі прикріплена металева стрілка (рис. 3). В таруванні не було необхідності, так як датчик формував один сигнал за один оберт шестерні.



Рис. 3 – Засоби контролю кутової швидкості обертання дисків ротаційного органу:

1 – несуча рама дослідної установки; 2 – ведений шків пасової передачі; 3 – металева стрілка; 4 – індуктивний частотомірювальний датчик Д4В-1.

Контроль поступальної швидкості агрегату здійснювався за допомогою шляховимірного колеса 1 із встановленим на ньому індуктивним частотомірювальним датчиком 2 Д4В-1, що кріпився до підніжки трактора 3 та котилося по міжряддю (рис. 4). Тарувальний коефіцієнт за кількістю спиць шляховимірного колеса.



Рис. 4 – Засоби контролю поступальної швидкості дослідної установки з ротаційними робочими органами:

1 – шляховимірне колесо; 2 – індуктивний частотомірювальний датчик Д4В-1.

У патрубках 4 напірної гідролінії було встановлено тензорезисторний

датчик тиску ИПД-2 (рис. 5), який вимірював та фіксував перепад надлишкового тиску в діапазоні від 0,04 до 40 МПа.

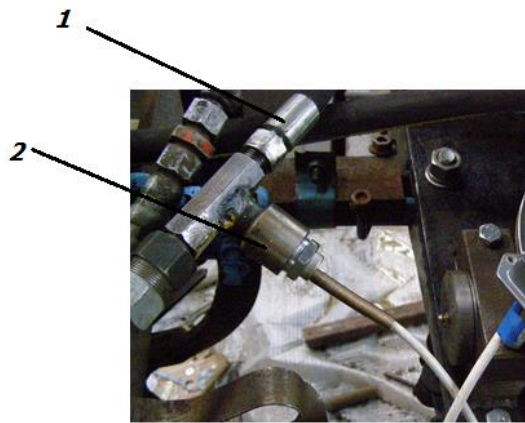


Рис. 5 – Вимірювання тиску в напірній гідролінії дослідної установки:

1 – патрубок напірної гідролінії; 2 – тензорезисторний датчик тиску ИПД-2.

Для визначення споживаної потужності використовувалась відома формула:

$$N = P \cdot q, \quad (6)$$

де P – тиску у напірній гідро лінії, Па;

q – витрата робочої рідини, $\text{м}^3/\text{с}$.

Результати розрахунку потужності робочих органів побудовані експериментальні залежності, що приведені на рис. 6 і 7. При цьому, одна точка графіку відповідає усередненому значенню 500 показників вимірів, які зняті інформаційно-вимірювальною системою Spider-8.

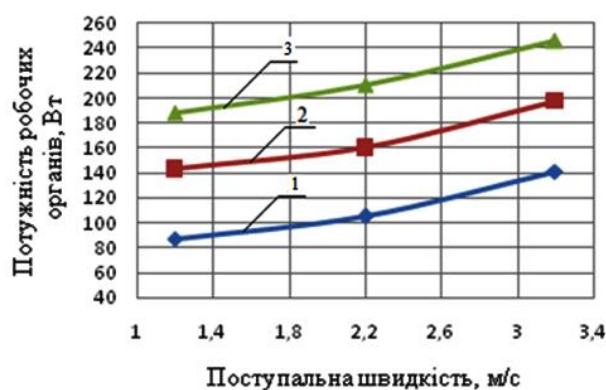


Рис. 6 – Залежність споживаної потужності робочими органами від поступальної швидкості при різних рівнях значення їх кутової швидкості:

1 – при кутовій швидкості $4,7 \text{ с}^{-1}$; 2 – при кутовій швидкості $19,6 \text{ с}^{-1}$; 3 – при кутовій швидкості $26,2 \text{ с}^{-1}$.

На графіку 6 і 7 спостерігається ріст споживаної потужності на приведення в дію ротаційних органів при збільшенні кутової та поступальної

швидкості. При цьому, більш різке зростання споживаної потужності спостерігається при рості кутової швидкості. Отримані експериментальні залежності підтверджують теоретичні висновки.

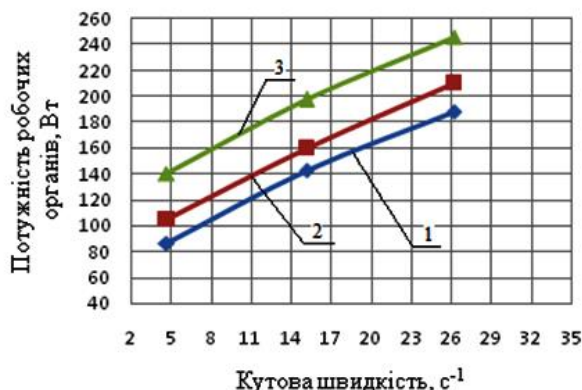


Рис. 7 – Залежність споживаної потужності робочими органами від кутової швидкості при різних рівнях значення їх поступальної швидкості:

1 – при поступальній швидкості – 1,2 м/с; 2 – при поступальній швидкості – 2,2 м/с; 3 – при поступальній швидкості – 3,2 м/с.

Висновки. Згідно поставленої мети проведено енергетичний аналіз роботи ротаційного робочого органу культиватора міжрядного обробітку ґрунту, для цього теоретично досліджено вплив кутової швидкості робочих органів та поступальної швидкості МГА на необхідну потужність робочих органів, яка прямо пропорційна значенням цих показників і коливається в межах 60...260 Вт залежно від обраного кінематичного режиму. Для перевірки отриманих теоретичних залежностей виконані експериментальні дослідження згідно методики розробленої на основі нормативних документів. Результати експериментальних досліджень підтверджують отримані теоретичні залежності.

Список використаних джерел

1. Ветохин, В. И. Систематизация свойств и характеристик почвы как элемент теории проектирования рыхлителей [Электронный ресурс] / В. И. Ветохин // Новейшие технико-технологич. решения возделывания почвы и посева основных сельскохоз. культур: Матер. интернет-конф. в рамках V международ. форума ИНТЕРАГРО-2009. – Киев: УкрНИИПИТ им. Л.Погорелого – Мин. агрополитики Украины. - 2009. – Режим доступа: <http://www.ndipvt.org.ua/konf2/2/16.htm>.
2. Кушнар'ов, А. С. Механико-технологические основы обработки почвы [Текст] / А. С. Кушнар'ов, В. И. Кочев. – К. : Урожай, 1989. – 138 с.
3. Канар'ев, Ф. М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия [Текст] / Ф. М. Канар'ев. – М. : Машиностроение, 1983. – 142 с.
4. Матяшин, Ю. И. Силевой анализ работы ротационных почвообрабатывающих машин [Текст] / И. Ю. Матяшин, Н. Ю. Матяшин, А. Н. Матяшина // Вестник МГАУ. Серия: Техника и технологии

- агропромислового комплексу. – 2008. - № 3. - С. 46 – 51.
5. Ветохин, В. И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины: Теория, расчет, результаты испытаний: монографія [Текст] / В. И. Ветохин, И. М. Панов, В. А. Шмонин, В. А. Юзбашев. - К. : Феникс, 2009. – 264 с.
 6. Браженко, С. А. Обґрунтування кінематичного режиму роботи ротаційного робочого органу з вертикальною віссю обертання [Текст] :Зб. наук. пр. / С. А. Браженко // Державної наукової установи УкрНДПВТ ім Л. Погорілого «Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки та технологій для сільського господарства України», – Дослідницьке. – 2012. – Вип. 16(30), С. 274–282.
 7. Замойська, К. В. Обґрунтування параметрів ротаційного розпушувача ґрунту [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.11 / К.В. Замойська; «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». – Львів, 2008. – 21 [1] с.
 8. Кириченко, А. Л. Аналіз енергетичних показників універсального фрезерного робочого органу з вертикальною віссю обертання за даними експериментальних досліджень [Текст] / А. Л. Кириченко // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха. – 2011. – Вип. 95. – С. 91 – 100.
 9. Ротаційний робочий орган культиватора [Текст] : пат. 97072 Україна, МПК6 А 01 В 35/16, А01В 39/08, А01В 39/18, А01В 21/06, А01В 33/06. / Пастухов В. І., Браженко С. А.; заявник і патентовласник Пастухов В. І., Браженко С. А. – № а201104043 ; заявл. 04.04.2011 ; опубл. 26.12.2011, бюл. №24.

Аннотація

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ РОТАЦИОННОГО ОРГАНА КУЛЬТИВАТОРА МЕЖДУРЯДНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

Пастухов В., Беловол С.

Проведен енергетический анализ работы ротационного рабочего органа культиватора междурядной обработки почвы. Теоретически исследовано влияние скорости рабочих органов и поступательной скорости машинно-тракторного агрегата на необходимую мощность привода рабочего органа.

Abstract

ENERGY ANALYSIS OF OPERATION OF THE ROTARY CULTIVATOR BODY INTERCROPPING ILLUSTRATIONS OF SOIL

V. Pastukhov, S. Bielovol

Conducting energeticheskyy analysis of rotary cultivator working body interrow tillage. Theoretically the influence of speed bodies and forward speed of machine-tractor unit to the required drive power of the working body.

ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСТІЙКОГО РУХУ ГРУНТООБРОБНИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ НА ФІЗИЧНИХ МОДЕЛЯХ

Пастухов В.І, д.т.н., проф., Скофенко С.М., к.т.н., доц., Зиков В.В., інж.
*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Запропоновано підхід до дослідження поздовжньо-вертикальної стійкості руху механічних систем з використанням фізичного моделювання.

Проблема. При експлуатації механічних систем «трактор-начіпка-плуг», «трактор-начіпка-культиватор» та ін. виникає проблема стійкості руху начіпного знаряддя в поздовжньо-вертикальній площині. Стійкість або стійка рівновага виконавчого органу – це здатність самовідновлювати стан усталеного руху в процесі виконання технологічної операції після раптового порушення останнього деяким силовим фактором. Така властивість пов'язана зі сталістю глибини обробітку та її рівномірністю. Статична стійкість є найважливішою характеристикою ґрунтообробного знаряддя, оскільки визначає усталений рівномірний режим його роботи і забезпечує дотримання агротехнічних правил щодо операції, для виконання якої її створено.

Аналіз досліджень. При роботі ґрунтообробних машин як у виробничих умовах, так і під час польових досліджень, глибину ходу їх робочих органів у ґрунті та оцінку сталості заданої глибини обробітку визначають досить приблизно. Складність таких замірів пов'язана з наявністю мікро- та макронерівностей поверхні поля, різним ступенем щільності ґрунту, наявністю пожнивних решток та бур'янів. Разом з тим контрольні заміри повинні бути досить точними, оскільки агротехнічні умови до оранки диктують максимально допустимі відхилення глибини обробітку в межах ± 2 см. Неточності при таких замірах можуть впливати на якість досліджень і, як наслідок, призводити до хибного висновку щодо ефективності схеми орного МТА.

Мета досліджень. Первинною метою при дослідженні нестійкого руху механічних систем для виключення неточностей вимірювань досліджуваних показників якості обробітку ґрунту, які виникають в польових умовах, розроблено комплекс фізичних моделей орного МТА з різними варіантами структурної схеми начіпного пристрою (кінематичні моделі) [1,2].

Наступною метою буде фізичне моделювання динамічної взаємодії між елементами системи при нестійкому русі в лабораторних умовах (динамічні моделі).

Основний зміст досліджень. Моделювання виконано в масштабі 1:10. Об'єктом моделювання є орний агрегат на базі трактора ХТЗ - 17021 з начіпним плугом ПЛН-5-35, де в якості серійного начіпного пристрою використовується важільна система у вигляді замкненого шарнірного чотириланковика (рис.1).

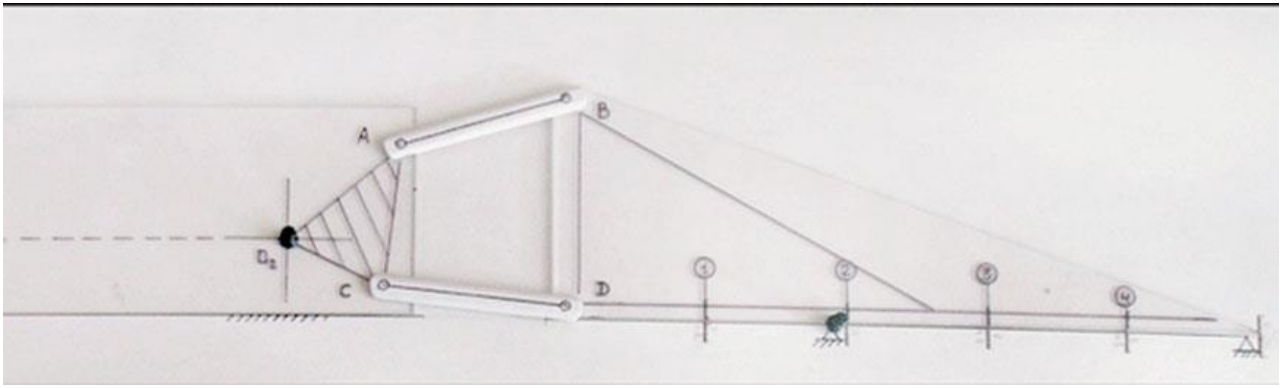


Рис. 1 – Фізична модель механічної системи «трактор – начіпка – плуг». Об'єкти моделювання – трактор ХТЗ-17021 з серійним начіпним пристроєм та плуг ПЛН-5-35. Модель виконано в поздовжньо-вертикальній площині (фото)

Аналізуючи розробки та дослідження різних варіантів оформлення начіпки в орних агрегатах, прийшли висновку, що незалежне пристосування до рельєфу поля начіпної машини та трактора можна отримати в тому випадку, якщо для їх сполучення використана одна шарнірно закріплена до остова трактора та рами ґрунтообробної машини ланка, а машина має два опорних колеса, які встановлено біля переднього та заднього корпусів, тобто начіпний плуг у робочому положенні рухався б як причіпний, максимально копіюючи макрорельєф поля. Якщо умовно вважати, що передніми опорними колесами плуга є задні колеса трактора, а опорне колесо плуга змістити до його п'ятого корпусу, то отримаємо варіант, коли начіпний плуг буде рухатись як причіпний – розроблена схема орного МТА.

Для кінематичного аналізу моделей з серійною та розробленою схемами (рис. 2), що умовно рухаються по поверхні з макронерівностями, розглянемо окремі положення трактора та плуга, котрі вони займають під впливом нерівностей. Суміщення таких положень повинно моделювати дійсний поздовжній кутовий рух орного МТА по нерівній поверхні.

Для визначення факторів впливу на поздовжні кутові переміщення рами плуга розглянемо рух орного агрегату по нерівній поверхні поля, за наявності макронерівностей поверхні, тобто коли довжина нерівностей відповідна або більша за довжину агрегату. Коли передні колеса трактора заходять на підйом, а задні колеса та плуг знаходяться на горизонтальній площині, починає змінюватись нахил остова трактора на кут $\Delta\alpha$, який передається на раму плуга, і викликає її кутове поздовжнє переміщення відносно осі опорного колеса плуга на величину $\Delta\varphi$ (рис. 3, а).

Після проходження початку підйому задніми колесами трактора кут нахилу його остова α починає змінюватись у зворотному напрямку, тобто фактор $\Delta\alpha$ продовжує впливати на стійкість руху системи. Одночасно з цим починає змінюватись вертикальна відстань H між осями задніх коліс трактора та опорного колеса плуга на величину ΔH (рис. 3, б). Така зміна буде відбуватись до моменту, поки остов трактора не займе горизонтальне положення, тобто буде присутній фактор ΔH , але фактор $\Delta\alpha = 0$ (рис. 3, в).

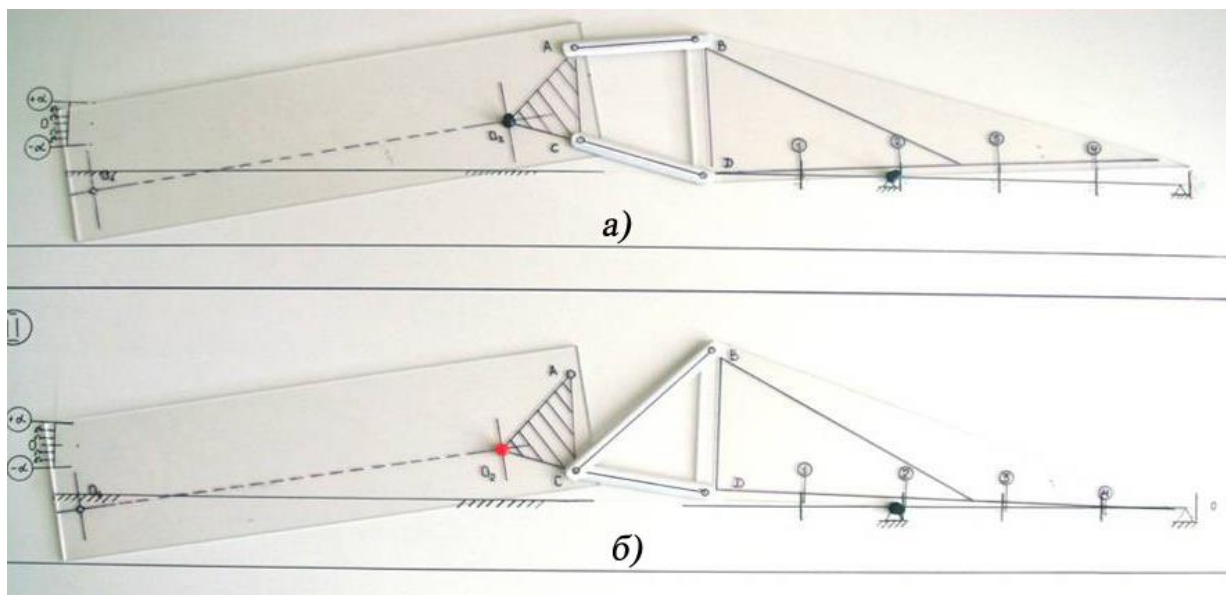


Рис. 2 – Стенд для проведення кінематичного аналізу передаточної функції начіпного пристрою:

а) серійної, б) розробленої структурних схем орного агрегату на фізичних моделях

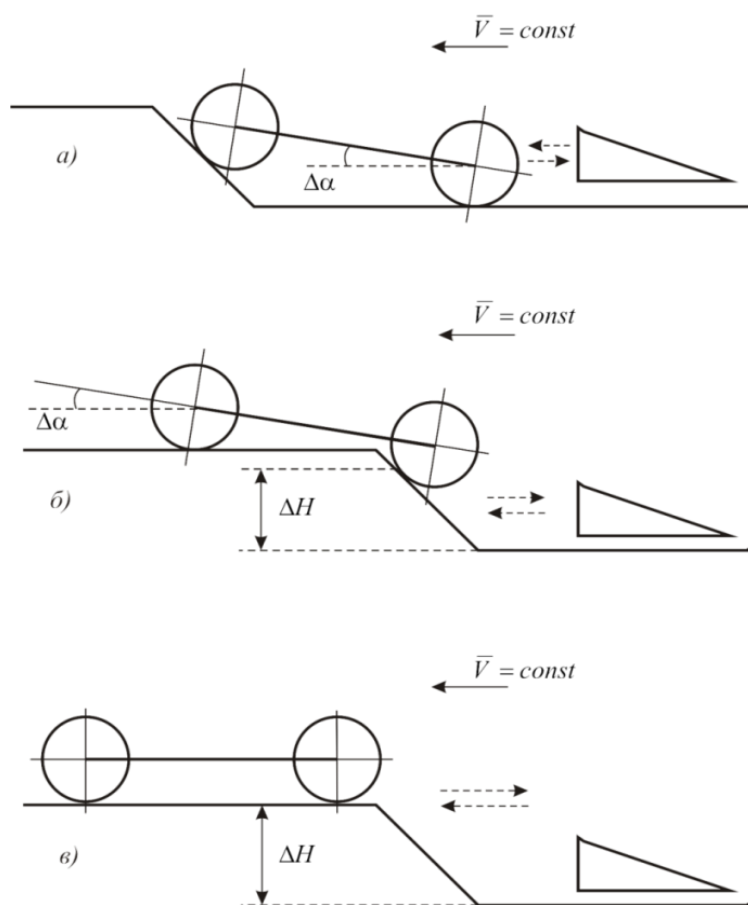


Рис.3 – До аналізу впливу кутового переміщення остова трактора на кутове відхилення рами плуга в поздовжньо-вертикальній площині; фактори впливу:

а) кут нахилу остова трактора $\Delta\alpha$; б) кут нахилу остова трактора $\Delta\alpha$ та відстань ΔH ; в) відстань ΔH .

Висновки. Суміщення наведених взаємних положень елементів системи буде моделювати дійсний поздовжній кутовий рух орного агрегату на поверхні з макронерівностями. Тобто, комбінуючи фактори впливу ΔH та $\Delta \alpha$ на фізичних моделях, можемо наближено визначити передаточну функцію різних варіантів оформлення структурної схеми орного МТА.

Застосовуючи наведений підхід можна змоделювати механічні системи різної компоновки і попередньо досліджувати стійкість руху виконавчого органу ґрунтообробної та інших типів машин. Використовуючи принципи динамічного моделювання до розроблених фізичних моделей можливо дослідити поздовжньо-вертикальну стійкість руху з урахуванням силових факторів.

Список використаних джерел

1. Скофенко С.М. Підвищення ефективності експлуатації орного агрегату при нестійкому русі. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук: 05.05.11 «машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / Скофенко С.М. – Харків, 2010.
2. Слободюк В. Я. Теоретическое и экспериментальное исследование продольной устойчивости движения плуга при навеске с упругими элементами в верхнем звене: дис. ...кандидата технических наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / Слободюк В.Я. – Харьков, 1964.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕУСТОЙЧИВОГО ДВИЖЕНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ФИЗИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ

Пастухов В.И., Скофенко С.Н., Зыков В.В.

Предложен подход исследования продольно-вертикальной устойчивости движения механических систем с использованием физического моделирования

Abstract

STUDIES OF UNSTABLE MOVEMENT MECHANICAL TILLAGE SYSTEMS ON PHYSICAL MODELS

V. Pastukhov ,S Skofenko, V. Zykov

The approach to the study of the longitudinal-vertical stability of motion of mechanical systems using physical modeling.

ВПЛИВ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОФРИКЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА НА ВИХІД ТА ЯКІСТЬ СЕПАРАЦІЇ НАСІННЯ КОРМОВИХ БУРЯКІВ

**Бакум М.В., к.т.н., проф., Михайлов А.Д., к.т.н., доц.,
Козій О.Б., к.т.н., доц., Нікітін С.П., к.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Наведено результати експериментальних досліджень визначення і впливу раціональних параметрів віброфрикційного сепаратора на вихід та якість сепарації насіння кормових буряків.

Постановка проблеми. Застосування ресурсозберігаючих та енергозберігаючих технологій, сучасних технічних засобів та використання посівного матеріалу з високими посівними якостями дає можливість отримати сталі та високі врожаї кормових буряків.

Ефективність виробництва кормових буряків залежить від культуру землеробства, комплексного застосування усіх агротехнічних прийомів при високій якості проведення механізованих робіт, внесення необхідного за видом і достатнього за кількістю добрив, повного матеріально-технічного забезпечення засобами механізації, у тому числі сучасними комплексами машин та обладнанням для післязбиральної обробки насіння кормових буряків [1].

Одним із шляхів, що забезпечує збільшення врожайності кормових буряків, є використання для сівби висококондиційного насіння.

У зв'язку з цим, пошук нових ознак сепарації, удосконалення та розробка нових конструкцій робочих органів зерноочисних машин для сепарації насіння кормових буряків має важливе значення і є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При конструюванні, розробки, виробництві та підготовки до роботи зерноочисних машин та іншого технологічного обладнання для отримання насіння кормових буряків з високими посівними якостями необхідно враховувати ряд особливостей посівного матеріалу (фізико-механічні властивості, вміст насіння основної культури, наявність насіння бур'янів та домішок, їх види, вологість та ін.).

Значна кількість насінневих господарств не мають технологічних ліній заводського виробництва для сепарації насіння кормових буряків, тому на місцях створювалися спрощені потокові лінії з розрізненого обладнання повітряно-решітних машин типу ОВП-20А, ЗАВ-10.3000А, ЗВС-10, ЗВС-20, СВУ-5, СВУ-5А, СВУ-10 та інших зерноочисних машин. Об'єднання в агрегати цих машин за допомогою транспортуючих пристроїв дає можливість деякою мірою механізувати післязбиральну обробку насіння кормових буряків.

Концентрація виробництва посівного матеріалу кормових буряків у

спеціалізованих господарствах викликає певні труднощі при післязбиральній обробці. У короткий термін надходить велика кількість вологого, несипучого вороху, який необхідно швидко висушити або розмісити на тимчасове збереження на площадці активного вентилявання. Необхідність швидкої обробки такого матеріалу і мала продуктивність зерноочисних машин основного очищення і спеціальних зерноочисних машин для доочищення та сортування, а також залежність від забезпеченості очищувально-сушильною технікою і стану вороху (вологість, вміст насіння основної культури та ін.), визначає доцільність застосування потокової технології післязбиральної обробки насіння кормових буряків.

Цю технологію застосовують на зерноочисних агрегатах типу ЗАВ-50 при вмісту насіння основної культури близько 80,0% і вологості меншої 15,0%; на зерноочисно-сушильних комплексах типу КЗС-50Б при вмісту насіння понад 80,0% і вологості більшої 15,0%. [1].

Після обробки насінневих сумішей кормових буряків на серійних зерноочисних машинах загального призначення у посівних фракціях залишається значна кількість важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок, дрібного, щуплого, травмованого насіння основної культури, що погіршує якість посівного матеріалу і знижує його врожайні властивості. Це визначає необхідність введення в технологію підготовки посівного матеріалу спеціальних зерноочисних машин. Але це не завжди призводить до позитивного результату.

Останнім часом усе більш широке застосування для післязбиральної обробки насіння кормових буряків знаходять віброфрикційного сепаратори з неперфорованими фрикційними робочими поверхнями, які сепарують насіння за комплексом фізико-механічних властивостей (фрикційними властивостями, пружністю і формою насіння) [2 - 4].

Мета досліджень. Визначити та дослідити вплив раціональних параметрів віброфрикційного сепаратора на якість сепарації насіння кормових буряків і отримання максимальної кількості насіння основної культури.

Результати досліджень. Попередні результати проведених експериментальних досліджень доочищення та сортування насіння кормових буряків при обробці на віброфрикційному сепараторі при випадковому наборі параметрів (амплітуди та частоти коливань, кута спрямованості, поздовжнього та поперечного кутів нахилу робочого органу) наведено у таблиці 1.

У відповідності до Державного стандарту Насіння сільськогосподарських культур, сортові та посівні якості (ДСТУ 2240-93) [9] насіння кормових буряків повинно відповідати наступним посівним показникам: сортова чистота мінімум 95,0%; вміст насіння основної культури мінімум 97,0%; вміст насіння інших рослин максимум: культурних 0,3%; бур'янів 0,3%; схожість мінімум 70,0%; вологість максимум 14,0%.

Вихідне насіння кормових буряків не відповідала стандарту [9] і мала наступні посівні якості: вміст насіння основної культури 86,0%; схожість 61,0%; одноростковість 82,0%; вирівняність 81,0%; масу 1000 насінин 12,8г.

Результати доочищення та сортування насіння кормових буряків на

віброфрикційному сепараторі показують, що у першу фракцію надходить насіння, у якого одноросткового насіння, у порівнянні з вихідним насінням кормових буряків, значно менше (на 19,0%). Якщо у першу фракцію потрапило значна кількість багаторосткового насіння буряків, в інших фракціях збільшується кількість одноросткового насіння. Схожість даної фракції, у порівнянні з вихідною, збільшилася на 14,0%, вміст насіння основної культури зменшилося на 11,0%. За рахунок того, що у цю фракцію потрапило багаторосткове насіння маса 1000 штук насінин основної культури збільшилась на 1,9г, у порівнянні з вихідним насінням.

Вміст насіння основної культури та схожість другої фракції, у порівнянні з вихідної, збільшились на 12,0%. Одноростковість підвищилась на 14,0%, маса 1000 штук насінин на 1,5г, у порівнянні з контролем.

При об'єднанні другої-четвертої фракцій, що складає 85,5%, вміст насіння основної культури збільшився на 11,5%, схожість та одноростковість насіння підвищились, відповідно, на 9,5% і 13,5%, маса 1000 штук насінин також збільшилась на 1,3г, у порівнянні з вихідною сумішшю.

У п'ятий приймальник потрапило некондиційне насіння кормових буряків як за вмістом насіння основної культури. так і за схожістю, одноростковістю та іншими посівними показниками.

Таким чином, сепарація насіння кормових буряків на віброфрикційному сепараторі дозволяє одночасно з доочищенням виконувати і сортування насіння основної культури, що дозволяє значно підвищити його посівні властивості, зменшити норму висіву та збільшити врожайність кормових буряків

Таблиця 1 - Результати доочищення та сортування насіння кормових буряків на віброфрикційному сепараторі

Найменування показників	Вих. сум.	Номер фракцій (приймальників)				
		I	II	III	IV	V
Розподілення насіння по фракціях, %	100,0	5,9	39,2	32,8	13,5	8,6
Розподілення насіння зростаючим підсумком, %	100,0	5,9	45,7	77,9	91,4	100,0
Схожість, %	64,0	78,0	76,0	74,0	73,0	39,0
Енергія проростання, %	52,0	61,0	58,0	57,0	55,0	24,0
Одноростковість, %	82,0	63,0	96,0	97,0	96,0	89,0
Вирівняність, %	81,0	74,0	95,0	96,0	92,0	82,0
Маса 1000 насінин, г	12,8	14,7	14,3	13,6	13,1	8,5
Вміст насіння, %	86,0	75,0	98,0	98,0	97,0	48,0
Якість насіння	Нек.	Нек.	Конд.	Конд.	Конд.	Нек.

Для отримання насіння кормових буряків з максимальним його виходом та високою якістю були проведені дослідження по визначенню раціональних параметрів процесу доочищення та сортування насіння на віброфрикційному сепараторі.

На підставі попередніх досліджень встановлено, що на процес сепарації насіння кормових буряків впливає: амплітуда- A , частота- ω , кут спрямованості коливань робочого органу- ε , поздовжній кут- α і поперечний кут- β нахилу віброуючої площини до горизонту [2].

При проведенні експериментів задавалися такі початкові рівні варійованих факторів: $A=1,2\text{мм}$, $\omega=185,0\text{с}^{-1}$, $\varepsilon=28,0^\circ$, $\alpha=5,3^\circ$, $\beta=3,2^\circ$.

Були обрані наступні інтервали варіювання досліджуваних факторів : $\Delta A=0,1\text{мм}$, $\Delta\omega=25,0\text{с}^{-1}$, $\Delta\varepsilon=1,0^\circ$, $\Delta\alpha=1,5^\circ$, $\Delta\beta=1,0^\circ$.

Фактори позначалися у такий спосіб: $A - x_1$; $\omega - x_2$; $\varepsilon - x_3$; $\alpha - x_4$; $\beta - x_5$.

При проведенні досліджень використовувалося центральне композиційне планування [5 - 8].

Як критерій оптимізації при доочищенні насіння кормових буряків був прийнятий максимально можливий вихід основної фракції відповідний висококондиційному насінню.

При визначенні оптимізації по схожості насіння критерієм оптимізації було прийнято середньоквадратичне відхилення маси 1000 штук насінин по приймальникам продуктів розділення. Вважали, що чим вище значення критерію, тим вище якість сортування насіння. Тому що прямим критерієм оптимальності процесу сортування є схожість насіння, то визначався зв'язок схожості і маси 1000 штук насінин кормових буряків.

Крім зазначених параметрів на процес сепарації впливає і подача насінневої суміші на робочий орган сепаратора. При проведенні експериментів подача насінневої суміші на робочий орган віброфрикційного сепаратора не змінювалася. Для цього проводилися дослідження з впливу подачі на якість доочищення і сортування насіння. Досліджувалася подача на рівнях: 370,0-480,0кг/год. Отримані дані показують, що зі збільшенням подачі насіння на робочий орган сепаратора якість доочищення і сортування насіння кормових буряків знижується. В результаті проведених досліджень встановлений найбільш прийнятний інтервал зміни подачі насінневої суміші на робочий орган сепаратора: 380,0-460,0кг/год., при якому можливе одержання максимальної кількості насіння кормових буряків з високими посівними якостями (рис. 1). Для проведення оптимізації параметрів була прийнята подача, рівна 380,0кг/год.

Для проведення досліджень використовувалися насіння кормових буряків, що пройшло обробку на технологічних лініях. Після доочищення і сортування насінневих сумішей кормових буряків на віброфрикційному сепараторі, для одержання порівняльної оцінки, проводилося визначення посівних якостей фракцій насіння (вміст насіння основної культури, схожість, енергія проростання, маса 1000 штук насінин) при установці на сепараторі значень випадкових і раціональних параметрів. Оптимізація проводилася як для доочищення насіння кормових буряків, так і для його сортування за схожістю.

Умови кодування незалежних змінних і прийнятні величини інтервалів варіювання факторів наведено у таблиці 2.

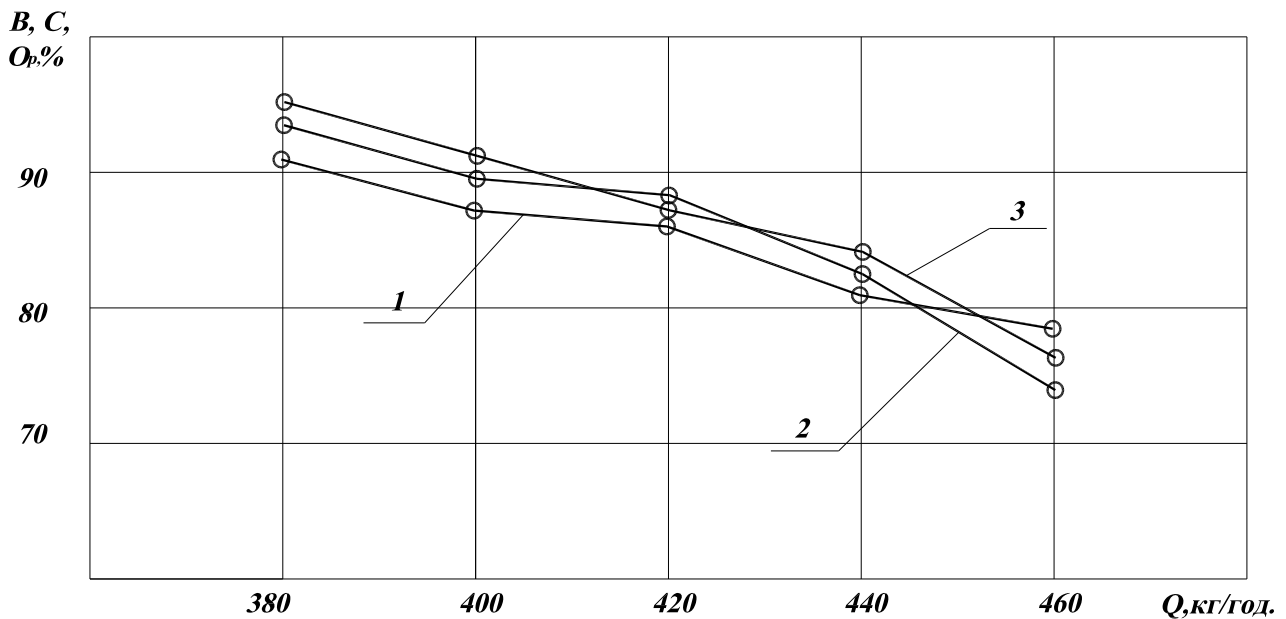


Рисунок 1 - Вплив подачі на посівні показники насіння кормових буряків:

1 - одноростковість, 2 - схожість, 3 - вміст насіння основної культури

Рівняння регресії має наступний вигляд:

$$W_{\text{ч}} = 93,256 - 1,548X_1 - 1,021X_2 - 0,951X_3 + 1,326X_4 - 1,715X_5 + 1,654X_1X_2 - 1,803X_1X_3 - 1,897X_1X_4 - 0,320X_1X_5 + 1,065X_2X_3 - 1,753X_2X_4 + 1,812X_2X_5 - 1,159X_3X_4 + 1,812X_3X_5 - 1,651X_4X_5 + 2,782X_1^2 - 1,313X_2^2 - 1,962X_3^2 + 1,058X_4^2 - 1,852X_5^2.$$

Таблиця 2 - Інтервали варіювання незалежних змінних

Змінні	A	ω	ε	α	β
Розмірність	мм	с-1	град.	град.	град.
Умовні позначення	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
Основний рівень(0)	1,2	185,0	28,0	5,3	3,2
Верхній рівень(+)	1,3	210,0	29,0	6,8	4,2
Нижній рівень(-)	1,1	160,0	27,0	3,8	2,2

Після проведення експериментальних досліджень та обробки рівняння регресії на ЕОМ отримали раціональний набір параметрів роботи віброфрикційного сепаратора. Ці набори параметрів наведено у таблиці 3.

З таблиці видно, що при знайдених параметрах роботи сепаратора значення параметра оптимізації $W_{\text{ч}}$ більше на 0,42%, у порівнянні з випадковим набором параметрів, при яких параметр оптимізації отриманий максимальним.

Після цього була проведена порівняльна оцінка якості доочищення насіння кормових буряків на віброфрикційному сепараторі при установці випадкових параметрів, при яких отримане максимальне значення параметра оптимізації і раціональних параметрів при обчисленнях на ЕОМ. Результати наведено у таблиці 4. Аналіз даних показує, що вихідна суміш за вмістом насіння основної культури (88,0%) є некондиційною [9]. Після доочищення насіння при випадковому наборі параметрів отримано 71,7% насіння кормових

буряків, що відповідає посівним якостям. При установці на сепараторі раціональних параметрів отримано 83,8% насіння, яке відповідає висококондиційному насінню [9].

Критерієм оптимізації сортування насіння за схожістю було прийнято середньоквадратичне відхилення маси 1000 штук насінин по приймальниках.

Для обґрунтування прийняття цього критерію була досліджена залежність маси 1000 штук насінин кормових буряків та схожості. Результати наведено у таблиці 5.

Аналіз даних таблиці показує, що між схожістю і масою 1000 штук насінин є кореляційна залежність. При використанні прийнятого критерію, раціональними вважали параметри, що відповідають максимальному значенню середньоквадратичного відхилення маси 1000 штук насінин, отриманих після сортування.

Таблиця 3 - Раціональний набір параметрів віброфрикційного сепаратора для доочищення насіння кормових буряків

Параметр оптимізації	Значення параметра оптимізації	Значення параметрів									
		кодові значення					натуральні значення				
		X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	A, мм	ω, с ⁻¹	ε, град	α, град	β, град
Q ₀	94,983	0,365	0,852	-0,654	0,159	-0,753	1,2	190,0	27,0	5,9	3,7

Умови кодування незалежних змінних і прийняті величини інтервалів варіювання факторів наведено у таблиці 2.

Розраховували характеристику за наступною формулою [2]:

$$\delta_m = \sqrt{\sum_{i=1}^n (m_i - m_{cp})^2 \frac{g_i}{g}}; \quad (1)$$

$$m_{cp} = \sum_{i=1}^n m_i - \frac{g_i}{g}; \quad (2)$$

$$g = \sum_{i=1}^n g_i, \quad (3)$$

де m_i - маса 1000 штук насінин у i - му приймальнику;
 g_i - маса насіння i - го приймальника.

Рівняння регресії має наступний вигляд:

$$W_c = 3,872 - 1,652X_1 - 0,019X_2 + 0,148X_3 + 1,852X_4 - 1,098X_5 - 1,432X_1X_2 + 0,624X_1X_3 + 1,983X_1X_4 + 1,123X_1X_5 - 1,411X_2X_3 + 1,714X_2X_4 - 1,732X_2X_5 - 1,730X_3X_4 - 1,464X_3X_5 - 1,511X_4X_5 + 1,308X_1^2 - 1,523X_2^2 + 1,542X_3^2 + 1,203X_4^2 - 1,627X_5^2.$$

Таблиця 4 - Результати порівнювальної оцінки сепарації насіння кормових буряків на віброфрикційному сепараторі

Найменування показників	Вих. суміш	Фракції насіння									
		випадкові параметри					раціональні параметри				
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Розподілення насіння по фракціях, %	100,0	18,7	25,9	28,6	17,2	9,6	21,1	29,3	33,4	10,8	5,4
Схожість, %	63,0	77,0	81,0	79,0	64,0	49,0	85,0	83,0	81,0	76,0	42,0
Одноростковість, %	79,0	56,0	92,0	90,0	90,0	58,0	86,0	97,0	95,0	93,0	44,0
Енергія проростання, %	59,0	73,0	77,0	72,0	59,0	43,0	83,0	79,0	78,0	71,0	38,0
Маса 1000 насінин, г	13,1	14,2	14,1	14,0	13,7	10,1	15,6	14,8	14,4	11,3	9,7
Вміст насіння, %	88,0	89,0	98,0	98,0	97,0	54,0	97,0	99,0	98,0	93,0	41,0

Таблиця 5 - Залежність схожості і маси 1000 штук насінин кормових буряків

Найменування показників	Фракції насіння					Коефіцієнт кореляції
	1	2	3	4	5	
C, %	83,0	81,0	76,0	72,0	42,0	0,97
M ₁₀₀₀ , г	13,9	13,2	12,5	11,2	9,8	

Після проведення оптимізації рівняння регресії отримали раціональний набір параметрів роботи віброфрикційного сепаратора (таблиця 6).

Аналіз даних таблиці показує, що при знайдених параметрах роботи сепаратора значення параметра оптимізації $\sigma_{м.б.}$ більше на 0,43г, у порівнянні з випадковим набором параметрів, при яких параметр оптимізації отриманий максимальним.

Після сортування насіння кормових буряків при випадковому наборі параметрів (таблиця 4) отримано 73,2% насіння, що відповідає посівним кондиціям.

При установці на сепараторі раціональних параметрів, отримано 94,6% насіння кормових буряків з високими посівними показниками [9].

Таблиця 6 - Раціональний набір параметрів віброфрикційного сепаратора для сортування насіння кормових буряків

Параметр оптимізації	Значення параметра оптимізації	Значення параметрів									
		кодові значення					натуральні значення				
		X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	A, мм	ω , с ⁻¹	ϵ , град	α , град	β , град
Q _c	3,564	0,549	0,498	-0,861	0,912	-0,352	1,1	175,0	29,0	6,2	3,3

Висновки.

1. Результати отриманих експериментальних досліджень підтвердили можливість доочищення з одночасним сортуванням насіння кормових буряків на віброфрикційному сепараторі.

2. Запропонована ознака сепарації, на відміну від існуючих технологій виділення з насіння кормових буряків важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок, дає можливість одержати понад 83,0-95,0% висококондиційного посівного матеріалу.

3. Отримані експериментальним шляхом раціональні значення параметрів роботи віброфрикційного сепаратора лежать у діапазонах значень, встановлених на підставі чисельних розрахунків. Варто рекомендувати наступний набір раціональних параметрів, відповідно, для доочищення та сортування насіння: A=1,2;1,1мм; ω =190,0;175,0с⁻¹; ϵ =27,0;29,0°; α =5,9;6,2°; β =3,7;3,3°.

4. Після доочищення насіння при випадковому наборі параметрів отримано 71,7% насіння кормових буряків, що відповідає посівним якостям. При установці на сепараторі раціональних параметрів отримано 83,8% насіння, яке відповідає висококондиційному насінню.

5. Після сортування насіння кормових буряків при випадковому наборі параметрів отримано 73,2% насіння, що відповідає посівним кондиціям.

При установці на сепараторі раціональних параметрів, отримано 94,6% насіння кормових буряків з високими посівними показниками

6. Для одержання насіння кормових буряків з високими посівними якостями необхідно використовувати, при раціональних наборах параметрів, подачу насіння на робочий орган сепаратора 380,0кг/год.

Список використаних джерел

1. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські та меліоративні машини. - К.: Вища освіта, 2004. - 554 с.

2. Заика П.М., Мазнев Г.Е. Сепарация семян по комплексу физико - механических свойств. - М.: Колос, 1978. - 287 с.
3. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том.3, розділ 7. Очистка і сортування насіння. - Харків: Око, 2006. - 407 с.
4. Заїка П.М., Бакум М.В., Михайлов А.Д. Вібраційна насіннеочисна машина для доочищення насіння сільськогосподарських культур. Журнал Пропозиція. № 6, 2005. с. 102.
5. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. - Л.: Колос, 1980. - 168 с.
6. Пилипчик М.І. Основи наукових досліджень. Підручник. - К.: Знання, 2007. - 270 с.
7. Нечасев В.П. Теорія планування експерименту. Навч. посібник - К.: Кондор, 2005. - 232 с.
8. Боровиков В.П. Программа STATISTICA для студентов и инженеров. - М.: Компьютерный Пресс, 2001. - 301 с.
9. ДСТУ 2240-93. Насіння сільськогосподарських культур. Технічні умови. - К.: Держспоживстандарт України, 1994. - 73 с.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОФРИКЦИОННОГО СЕПАРАТОРА НА ВЫХОД И КАЧЕСТВО СЕПАРАЦИИ СЕМЯН КОРМОВОЙ СВЕКЛЫ

Бакум Н., Михайлов А., Козий А., Никитин С.

Приведены результаты экспериментальных исследований определения и влияния рациональных параметров виброфрикционного сепаратора на выход и качество сепарации семян кормовой свеклы.

Abstract

INFLUENCE RATIONAL PARAMETERS VIBROFRIKTSIONNOGO SEPARATOR AT VIHOD TA QUALITY SEPARATION OF SEEDS OF FODDER BEET

N. Bakum, A. Mikhaylov, A. Koziy, C. Nikitin.

The results of experimental studies of the influence of parameters ratsiionalnih vibrofriktsionnogo separator on the yield and quality of separation of seeds of fodder beet.

**ОЦЕНКА КАЧЕСТВА РАБОТЫ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА
КУЛЬТИВАТОРА-ГЛУБОКОРЫХЛИТЕЛЯ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ
УСЛОВИЯХ**

**Пастухов В.И., д.т.н., проф., Бакум Н.В., к.т.н., проф., Михайлов А.Д.,
к.т.н., доц., Кириченко Р.В., к.т.н., доц., Козий А.Б., к.т.н., доц.,
Качанов В.В., инж.**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Гриненко А.А., главный конструктор

ТОВ “Украинское конструкторское бюро трансмиссий и шасси”

*Приведены результаты полевых испытаний опытного образца
культиватора-глубокорыхлителя производства Лозовского кузнечно-
механического завода в производственных условиях.*

Постановка проблемы. В последнее время отмечается тенденция негативного влияния интенсификации сельскохозяйственных процессов на почву. Главная проблема заключается в уплотнении почвы после воздействия на нее машинно-тракторных агрегатов (МТА). Это снижает уровень плодородия почвы, что приводит к снижению урожайности сельскохозяйственных культур. После работы мобильной техники происходит распыление верхнего горизонта почвы и уплотнение нижнего. В процессе полевых работ МТА оставляет свои следы на 40,0-80,0% обработанного поля. На поворотные полосы приходится воздействие еще в 8-10 крат больше. А поскольку сельхозтехника становится все более тяжелой, то под негативное влияние кроме пахотного слоя подпадает и подпахотный слой на глубине 1,0-1,5м. Это приводит к возрастанию эрозии, снижению пористости плодородного слоя почвы как общей, так и капиллярной. Из-за повышения уровня плотности, а соответственно и твердости почвы, падает уровень жизнедеятельности микрофлоры земли, что напрямую сказывается на потерях урожая примерно на 20,0-40,0% [1,2].

Еще одна проблема уплотнения почвы может появиться, если злоупотреблять применением отвальных плугов и плоскорезов. Возникает «плужная подошва», суть которой заключается в препятствии свободного проникновения выпадающих осадков в подпахотные слои. Таким образом, влага испаряется из нижних горизонтов, а почва остается пересушенной. Наряду с этим «плужная подошва» способствует возникновению так называемых мокрых «блюдеч» на равнинной и низинной местности, а на склонах - водной эрозии. Вследствие этого наступает деградация плодородных земельных участков.

Кроме того эта проблема тесно связана с состоянием экологии как на

сельскохозяйственных угодьях, так и в целом для окружающей среды. Стоки воды с полей по колеям от МТА несут с полей остатки минеральных удобрений, пестицидов, стимуляторов роста и т.п., которые попадают в водоемы, что приводит к множеству негативных последствий. Как видим, проблема уплотнения почвы очень сложная и многогранная, поэтому требует эффективных методов ее решения.

Анализ последних исследований и публикаций. Для уменьшения воздействия на уплотненные слои почвы существуют следующие направления: снижение уплотнения; предотвращение уплотнения; разуплотнение [1,2].

Снижение уплотнения: разработка конструкторами машин с меньшей массой за счет совершенствования ходовой системы энергетических и транспортных агрегатов, создания широкозахватных и комбинированных машин. Применение метода «технологической колеи» во время полевых работ, который заключается в том, что машины в своем передвижении ориентируются на постоянную колею.

Предотвращение уплотнения (способы реализации этого направления находятся в недостаточной разработке): использование приема «нулевой» обработки почвы, внедрение специальных машин на воздушной подушке, применение мостового земледелия.

Разуплотнение: применение глубокорыхлителей для механического рыхления почвы на глубину 0,6 - 0,7м.

Следует отметить, что последнее направление имеет смысл рассматривать с точки зрения глубины слоя почвы, на который направлен метод, так как для разуплотнения «плужной подошвы» до 0,45м обычно применяются чизельные плуги и культиваторы-рыхлители. Этот способ достаточно разработан и освоен. Однако для рыхления слоя глубиной от 0,5м и больше соответствующие орудия применяются недостаточно.

Наблюдая за опытом других стран, следует отметить, что там для глубокого рыхления используют сравнительно простые устройства. Это надежные орудия, состоящие из рамы на опорных колесах, где установлены рыхлительные и щелерезные рабочие органы.

Что касается глубокорыхлителя, то его рабочий орган представляет собой прямую или криволинейную стойку, на которой закреплено фигурное долото. Дополнительно могут крепиться уширители для увеличения области рыхления. Для проведения кротования (прокладки дренажа) стойку сзади дополняют дреном.

После наблюдений за эффективностью работы глубокорыхлителей было отмечено, что высота неразрушенного гребня, который остается на дне борозды после прохода орудия, зависит от ширины долота, а также междуследия. Поэтому в последнее время многие зарубежные фирмы занялись выпуском глубокорыхлителей с наклонными или криволинейными стойками вместо прямых в области поперечной плоскости. За счет таких изменений в конструкции можно ожидать значительно меньшие по высоте неразрушенные гребни или же их абсолютное отсутствие.

Глубококорыхлитель может выполнять сплошную или полосную обработку

почвы (в зависимости от расстановки рабочих органов). Если применяется полосное рыхление, то участки, которые остаются неразрыхленными, служат своеобразной опорой для движения тракторов во время последующих проходов. Это повышает продолжительность эффективности разрыхленных полос. Если на участках существует проблема мокрых «блюдеч», то полосное глубокое рыхление применяется с одновременным дренированием. Для глинистой почвы междуполосное расстояние делают около 2,0 - 2,5м, а для суглинистой почвы - 3,0 - 4,0м.

Сплошное глубокое рыхление рекомендуется проводить осенью на склоновых и равнинных землях, где необходимо обработать стерневые фоны пропашных и зерновых культур. Такой метод может применяться вместо зяблевой вспашки.

Долговечность этой обработки почвы напрямую зависит от уровня влажности последней в момент проведения глубокого рыхления. Наиболее оптимальной является влажность 60,0-80,0%. Если подпахотный слой характеризуется влажностью выше предела пластичности, то более эффективным будет глубокое рыхление после дренирования на глубину 0,4 - 0,5м, когда почва подсушена до оптимального уровня влажности.

Для того, чтобы повысить водопроницаемость отдельных участков, полезно применять щелевание склоновых земель на глубину 0,4 - 0,5м. Это способствует увлажнению пахотных и подпахотных горизонтов, а также равномерному распределению влаги. Эффективность такого приема состоит еще и в том, что при его проведении на глубину 0,3 - 0,6м с междущелевым расстоянием 1,0 - 1,5м, значительно сокращается ущерб от водной эрозии. За счет нарезания щелей шириной 2,5 - 4,0см стоковые воды отводятся в нижележащие слои и смыв почвы уменьшается.

Метод щелевания наиболее эффективен на посевах многолетних трав, озимых культур, а также на зяби. Чтобы увеличить долговечность щелей практикуют заполнять их органическими остатками урожая (например, измельченной соломой) или плотными комками почвы со стерней или дерниной.

Во многих странах Западной Европы, США и Канаде [1,2] щелевание и глубокое рыхление почвы, после переуплотнения, имеют широкое распространение. Положительный эффект от глубокого рыхления может длиться от 2 до 5 лет. Это зависит от следующих факторов: физико-механических и агрохимических свойств пахотного и подпахотного горизонтов; биологических и погодных условий; характера мульчирующих материалов вносимых в щель и др.

Таким образом, глубокое рыхление - это способ обработки почвы, главная сущность которого заключается в рыхлении, крошении, частичном перемешивании, но без оборачивания, вследствие чего происходит разуплотнение почвы, направленное на предотвращение водной эрозии. Стерня при этом должна оставаться на поверхности для закрепления почвы и предотвращения сдувания ее ветром. Главным орудием для проведения указанных сельскохозяйственных работ есть глубокорыхлители.

Что касается их рабочих характеристик, то нужно отметить в первую очередь наличие гидравлического привода. Он отвечает за изменение положения зубьев в плане их подъема и опускания, за регулировку угла наконечника зуба, за управление механизмом перемещения стойки, за изменение шага зубьев. Еще одной характерной особенностью конструкции глубокорыхлителей являются амортизаторы, с помощью которых уменьшается передача пиковой динамической нагрузки на почву.

Цель исследований. Выполнить оценку качества работы опытного образца культиватора-глубокорыхлителя в производственных условиях.

Результаты исследований. Производственные испытания проводилось на опытном поле «Мерчанское» ХНТУСХ им. П. Василенко в осенний период 2014 года для определения агротехнической, технологической оценки и надёжности работы опытного образца культиватора-глубокорыхлителя.

Фон, на котором проводились испытания, представлял собою стерню после уборки озимой пшеницы (рис. 1). Количество остатков стеблей озимой пшеницы составляло в среднем 430,0шт./м².



Рисунок 1 - Вид стерневого поля на котором проводились испытания опытного образца культиватора-глубокорыхлителя с трактором ХТЗ-17021

В период проведения испытаний на этом фоне была сухая и жаркая погода. Влажность почвы в слое обработки (15,0см) была 20,6-26,5%, твердость почвы - 3,95мПа.

Характеристика фона и показатели характеризующие его представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Характеристика условий испытаний ОПЫТНОГО образца культиватора-глубокорыхлителя в осенний период 2014 года

Показатели	Единицы измерений	Характеристика фона
Дата определения показателей		04.09.2014
Площадь поля	га	20,0
Твердость почвы в слоях, см:		
0-5	МПа	1,14
5-10	МПа	2,50
10-15	МПа	3,70
15-20	МПа	3,95
Влажность почвы в слоях, см:		
0-5	%	26,5
5-10	%	22,2
10-15	%	20,6
Стерня	шт./м ²	430,0
Высота стерни	см	10...15
Предшественник		Озимая пшеница
Рельеф		Волнистый

При проведении агротехнической оценки работы культиватор-глубокорыхлитель агрегатировался с трактором ХТЗ-17021. В соответствии с методикой при испытаниях определялись следующие показатели, характеризующие качество его работы: глубина обработки и её равномерность, гребнистость поверхности, качество рыхления почвы, степень подрезания сорняков. При испытаниях определение указанных показателей проводилось при установочной глубине 20,0см (рис. 2).

Результаты агротехнической оценки представлены в табл. 2. Анализ данных таблицы показывает следующее. Фактическая глубина обработки в основном меньше установочной. Отличие составляет 1,2см по поверхности и 7,4см по борозде. Коэффициент вариации неравномерности по глубине соответственно 20,0% и по борозде 33,0%. Такое различие объясняется довольно высокой твердостью почвы на глубине обработки, из-за чего лапы культиватора-глубокорыхлителя не заглублялись на заданную глубину.

Гребнистость почвы была довольно высокой и что наблюдалось визуально.

Испытания показали, что по качеству рыхления почвы опытный образец культиватора-глубокорыхлителя не отвечает требованиям ТУ. Размер комков почвы диаметром 100,0мм в два раза больше чем требуется по ТУ [3 - 8].

По степени подрезания сорняков культиватор-глубокорыхлитель обеспечивает (98,0%) близкое к требуемой ТУ величине - 99,0%.



а)



б)

Рисунок 2 - Работа культиватора-глубококорыхлителя с установочной глубиной 20,0см в осенний период (поле после уборки озимой пшеницы):

а) - вид с боку, б) - вид сзади

Результаты производственных испытаний показали, что культиватор глубокорыхлитель обеспечивает удовлетворительное качество работы. Однако заданная глубина обработки в значительной степени зависит от твердости почвы.

Таблица 2 - Результаты агротехнической оценки работы культиватора-глубококорыхлителя

Показатели	Единицы измерения	По результатам испытаний
Дата проведения агрооценки		04.09.2014
Глубина обработки, при установочной 20,0см	см	18,8±0,68
Гребнистость поля при установочной глубине 20,0см	см	12,6±1,05
При установочной глубине 20,0см комков диаметром:		
- свыше 100,0мм;	%	38,7
- менее 100,0мм;	%	34,7
- менее 1,0мм	%	26,5
Степень подрезания сорняков при установочной глубине 20,0см	%	98,0

Следует отметить, что положительным фактором является то, что культиватор-глубококорыхлитель производства ЗАТ “Лозовской кузнечно-механический завод” (ЛКМЗ) г. Лозовая Харьковской области предназначен как для безотвального глубокого рыхления почвы с возможностью одновременного рыхления верхних и средних слоёв почвы, так и для подрезания сорняков. Культиватор-глубококорыхлитель - универсальное орудие (три орудия в одном), может использоваться как плуг чизельный, а также стерневой, либо как паровой культиватор. Таким образом, орудие может выполнять одним и тем же рабочим органом три технологические операции: глубокое рыхление (чизелевание) на глубину до 40,0см, культивацию (в том числе по стерне) и глубокое рыхление с подрезанием и измельчением почвы и растительных остатков на глубине 5,0 - 20,0см.

Зубчатые катки увеличивают пористость почвы на поверхности, способствуя проникновению влаги и насыщению почвы.

Оценка надежности культиватора-глубококорыхлителя показала, что во время производственных испытаний имели место отказы конструктивного и производственного характера.

В процессе испытаний при работе опытного образца культиватора-глубококорыхлителя отмечены следующие недостатки: нагромождение почвы перед лапами и катками, забивание лап сорняками и почвой, что приводит к снижению производительности, так как с одной стороны нагромождение увеличивает сопротивление почвы на культиватор-глубококорыхлитель, а с другой - забивание лап почвой и сорняками требует частых остановок агрегата для их очистки. Увеличение сопротивления почвы на культиватор-

глубококорыхлитель ведет к повышению расхода топлива.

Из-за нагромождения сорняков перед рабочими органами и налипания почвы образуются борозды, что снижает качество обработки почвы и является одной из причин обрыва предохранительных болтов крепления стоек.

При эксплуатации культиватора-глубококорыхлителя (при наработке 15,0 га) произошло разрушения корпусов подшипников зубчатых катков. Причиной разрушения подшипников на наш взгляд является то, что основная нагрузка приходится на зубчатые катки, так как они служат опорными при установке глубины. Для устранения этого недостатка на культиватор-глубококорыхлитель рекомендуется установить опорные колёса.

Выводы.

1.Целью проведения производственных испытаний культиватора-глубококорыхлителя является определение качественных показателей и надёжности работы опытного образца культиватора-глубококорыхлителя, его доводка до работоспособного состояния, отладка технологического процесса, проверка правильности выбора материалов и технологии изготовления, а также соответствие его требованиям технических условий (ТУ).

2.Агротехническая оценка работы культиватора-глубококорыхлителя показала, что фактическая глубина обработки в основном меньше установочной. Отличие составляет 1,2см по поверхности и 7,4см по борозде. Коэффициент вариации неравномерности по глубине, соответственно, 20,0% по поверхности и по борозде 33,0%.

3.По качеству рыхления почвы опытный образец культиватора-глубококорыхлителя не отвечает требованиям ТУ. Размер нежелательных комков диаметром 100,0мм в два раза больше допустимых по ТУ.

4.По степени подрезания сорняков культиватор-глубококорыхлитель практически соответствует требованиям ТУ. Отличие от требований ТУ составило 1,0%.

5.Рекомендуется проводить дальнейшую доработку конструкции и производственные испытания культиватора-глубококорыхлителя на различных фонах на различную глубину в разные периоды.

Список использованных источников

1. Глубококорыхлитель. [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://t-it.com.ua/glubokoryhritel.html>.
2. Сельскохозяйственная техника. [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://www.smscz.cz/zemedelske-stroje/ru/katalog/glubokorykhritel/>.
3. Испытание сельскохозяйственной техники. Машины и орудия для поверхностной обработки почвы. Программа и методы испытаний ОСТ.70.4.4-80 - М.:1980.
4. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки. ГОСТ 24055-88 - М: 1988.
5. Техніка сільськогосподарська. Методи визначення умов випробувань.

КНД.46.16.02.08-95.

6. Техніка сільськогосподарська. Тривалість та агросроки проведення випробувань. КНД.46.16.02.16-97.
7. Надежность в технике. Система обработки информации, планирование наблюдений, ГОСТ 27.502-83 - М.: 1983.
8. Тракторы и машины сельскохозяйственные. Надежность. Испытание в условиях эксплуатации ОСТ 70/23.2.7-73 - М.: 1974.

Анотація

ОЦІНКА ЯКОСТІ РОБОТИ ДОСЛІДНОГО ЗРАЗКА КУЛЬТИВАТОРА-ГЛИБОКОРОЗПУШУВАЧА У ВИРОБНИЧИХ УМОВАХ

Пастухов В., Бакум М., Михайлов А., Кириченко Р., Козій О., Качанов В.,
Гриненко О.

Наведені результати польових випробувань дослідного зразка культиватора-глибокорозпушувача виробництва Лозівського ковальсько-механічного заводу у виробничих умовах.

Abstract

PERFORMANCE ASSESSMENT PROTOTYPES ROW DEEPLY RIPPERS IN A PRODUCTION ENVIRONMENT

V. Pastukhov, N. Bakum, A. Mikhailov, R. Kyrychenko, A. Koziy,
V. Kachanov, A. Grynenko

The results of field trials of a prototype of the cultivator, chisel plows production Lozovsky forging-mechanical plant in the production environment.

ДО РОЗРОБКИ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ ПОСІВНИХ МАШИН ТОЧНОГО ВИСІВУ

**Бакум М. В. к.т.н., проф., Кириченко Р.В. к.т.н. доц.,
Михайлов А.Д. к.т.н. доц., Пастухов В.І. д.т.н., проф.,
Нікітін С.П. к.т.н., доц., Крекот М.М. викл., Ящук Д.А., асист.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Викладені підходи до розробки мехатронних систем сівалок точного висіву, які спроможні підвищити рівномірність розподілу насіння по полю. Наведено нова конструкція механічної системи посівної секції для точного висіву насіння сільськогосподарських культур.

Постановка задачі. Сучасне землеробство, особливо системи точного землеробства, потребують нового технічного забезпечення [1], яке базується на інтелектуальному управлінні не лише їх функціональним рухом, а і переміщені сільськогосподарських матеріалів (насіння, добрив, розчинів та ін.) від ємностей для транспортування безпосередньо до об'єктів обробітку [2]. Таке технічне забезпечення повинно базуватися на основі мехатронних систем, створених синергетичним об'єднанням вузлів точної механіки з електронними, електротехнічними і комп'ютерними компонентами [3]. Проектування та виробництво якісно нових сільськогосподарських машин з системами інтелектуального управління, їх функціонування в цілому потребує певного часу і коштів. Тому на першому етапі створення мехатронних систем сучасних сільськогосподарських машин доцільно використати агрегатний метод проектування з першочерговою розробкою вузлів і систем, які забезпечують якість виконання технологічних операцій [4]. Необхідною складовою такого підходу має стати обґрунтування складових процесів, які виступають факторами управління. Обґрунтування параметрів факторів управління і розробка мехатронних систем для їх реалізації стане основою створення сільськогосподарських машин нового покоління.

Основними складовими технологічного процесу точного висіву насіння є: створення запасу насіння на машині та умов формування потоку посівного матеріалу, формування потоку посівного матеріалу, спрямування насінневого потоку до сформованої борозенки і розміщення насіння в ній, загортання висіяного насіння ґрунтом та вирівнювання поверхні поля [5].

Серед зазначених складових суттєве зниження якості висіву насіння відбувається в процесі переміщення насіння від висівного апарата до сформованої борозенки [6, 7].

В усіх сівалках привід дозуючих пристроїв виконується від опорно-приводних коліс. Тому, під час сіви, при зупинці сівалки, дозуючі пристрої теж відразу зупиняються і перестають дозувати насіння, а те що раніше подане

продовжує транспортування вздовж спрямовуючих воронки до дна борозенки. Це призводить до висипання значної кількості насіння в одну точку кожного рядка. Крім того, при подальшому відновленні руху сівалок, необхідний певний час, щоб насіння долетіло від дозуючого пристрою до дна борозенки, але за цей час сівалка переміститься на певний відрізок поля, який звичайно буде не засіяний. В цьому полягає основний недолік існуючих сівалок для сівби насіння [4, 8].

Частково зазначений недолік усувається у виробничих умовах за рахунок виключення зупинок сівалок при роботі в загонці, за винятком аварійних. Тому зазначений недолік в основному проявляється лише на кінцях рядків, тобто на розворотних полосах, які додаткового засіваються в напрямку поперечному до основних рядків [9].

Метою досліджень є підвищення рівномірності висіву насіння вздовж рядків по полю за рахунок виключення довільного висипання насіння в борозенки рядків після зупинки сівалок.

Результати досліджень. Поставлена задача вирішувалась за рахунок того що насіння, яке транспортується до борозенок, біля самого їх дна збирається при зупинці сівалки і рівномірно висівається на дно борозенок при відновленні руху сівалки [10].

Для реалізації запропонованого способу в сошниках серійних сівалок пропонується встановити додаткові пристрої зв'язані з датчиками руху сівалок, які при зупинці сівалок перекривають можливість висипання насіння у борозенку, а при відновленні руху сівалки плавно відкривається доступ насіння до висипання в рядок.

Такі сівалки забезпечать рівномірний висів насіння, яке дозувальними пристроями подається і транспортується по спрямовуючих воронках до дна борозенок сформованих на полі сошниками. Насіння, яке транспортується по спрямовуючих воронках після зупинки сівалки, біля самого дна борозенок, збирається додатковими пристроями, виключаючи тим самим висів значної кількості насіння в одну точку рядка (загущеність посівів). При відновленні руху сівалки, додаткові пристрої зібране насіння, в момент зупинки сівалки, рівномірно висівають на дно борозенок, поки насіння, яке почали висівати дозувальні пристрої. За рахунок цього виключаються відрізки рядків незасіяних на початку роботи сівалок.

Поставлена задача досягається за рахунок того, що конструкції посівної секції, яка включає наральниковий сошник з розтрубом та висівний апарат з механізмом привода, в розтрубі шарнірно на горизонтальній осі перпендикулярній поздовжньо вертикальній площині сошника встановлена підпружинена заслінка з механізмом привода виконаним, наприклад, у вигляді фрикційної муфти, один диск якої жорстко з'єднаний з заслінкою, а другий диск з механізмом привода висівного апарата [11].

Сутність розробки пояснюється рисунками 1 та 2.

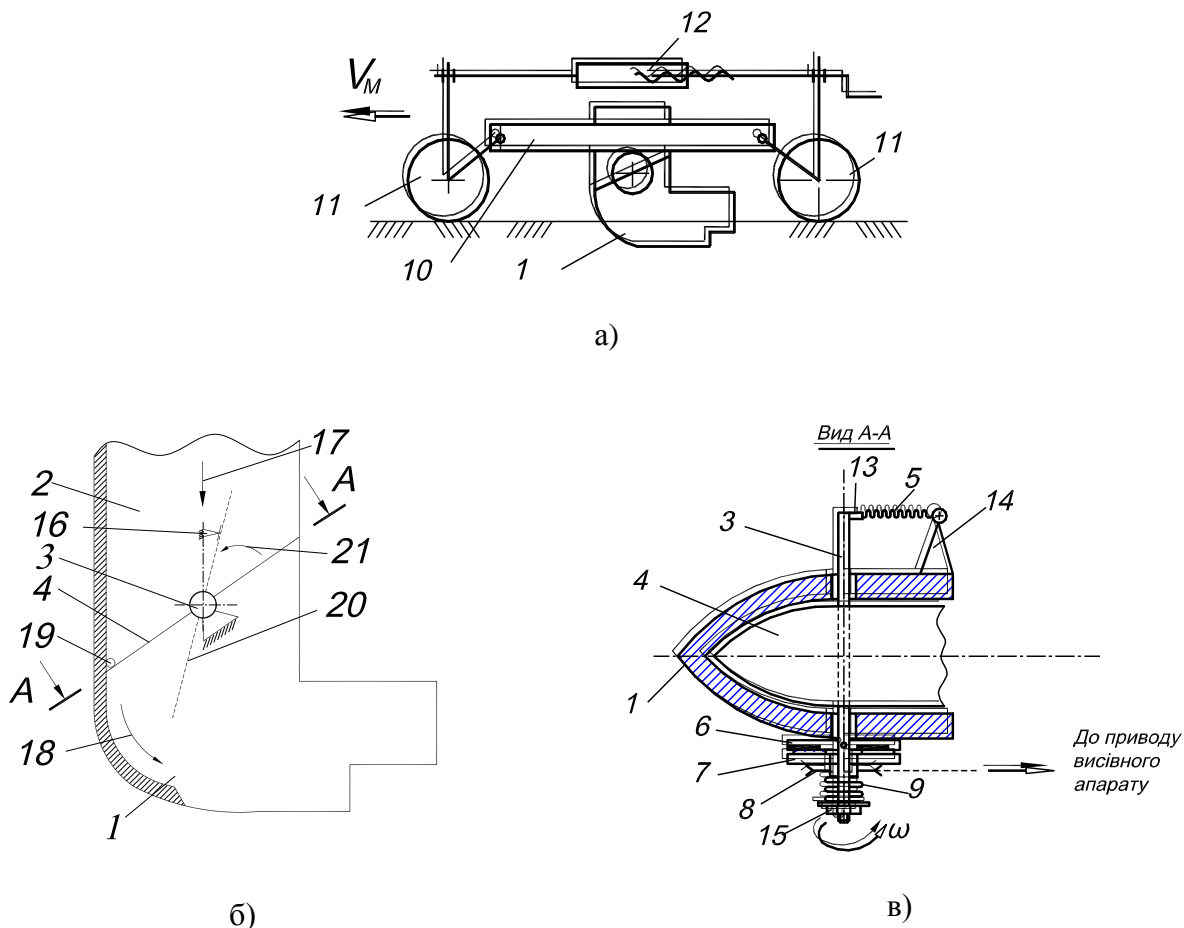


Рис.1 – Конструктивна схема удосконаленої посівної секції:

а) конструктивна схема посівної секції (вид з боку); б) наральниковий сошник з розтрубом та заслінкою; в) перетин А – А з рисунку 1 б; 1 - наральниковий сошник; 2 – розтруб; 3 – горизонтальна ось; 4 – заслінка; 5, 9 – пружина; 6, 7 – диски фрикційної муфти; 8 – зірочка; 10 – рама; 11 – котки; 12 – механізм зміни глибини ходу сошника; 13 – важіль; 14 – опора; 15 – регулювальна гайка; 16 – упор; 17, 18, 21 – стрілка; 19, 20 – положення заслінки

Посівна секція сівалки (рис. 1. а) складається з наральникового сошника 1, рами 10, що спирається на опорні котки 11 та механізму 12 зміни глибини ходу сошника 1. Наральниковий сошник 1 складається з розтрубу 2 (рис. 1. б), в якому на горизонтальній осі 3, яка перпендикулярна поздовжньо-вертикальній площині сошника встановлена заслінка 4. Пружина 5 (рис. 1. в) встановлена між важелем 13 осі 3 заслінки 4 та опорою 14 на корпусі розтруба 2. Підпружинена заслінка 4 має механізм приводу у вигляді фрикційної муфти (рис. 1. в) один диск 6 якої жорстко з'єднаний з віссю 3 заслінки 4, а другий диск 7 через, наприклад, зірочку 8 з'єднаний з механізмом приводу висівного апарата. Диск 7 фрикційної муфти підпружинений до диску 6 муфти пружиною 9, тиск якої встановлюється в заданих межах регулювальною гайкою 15. Крім того розтруб 2 має на внутрішній своїй поверхні упор 16, який обмежує поворот (хід) заслінки 4.

Посівна секція сівалки працює наступним чином. При переміщенні по полю сівалки в напрямку стрілки (рис. 1. а) з швидкістю V_M її посівні секції

перекочуються на котках 11 по поверхні поля і сошниками 1 формують борозенки для насіння. Висівним апаратом (на схемі не наведено) насіння подається у розтруб 2 в напрямку стрілки 17 (рис. 1. б) і по заслінці 4, яка знаходиться в робочому положенні (на рисунку 1. б наведено пунктирною лінією 20) переміщуються до наральникового сошника 1 і по його основі в напрямку стрілку 18 (рис. 1. б) надходить на дно борозенки. Після проходу сошника насіння в борозенці присипається ґрунтом і прикочується задніми котками 11. Глибина заробки насіння у ґрунт регулюється механізмом 12 зміни глибини ходу сошника 1.

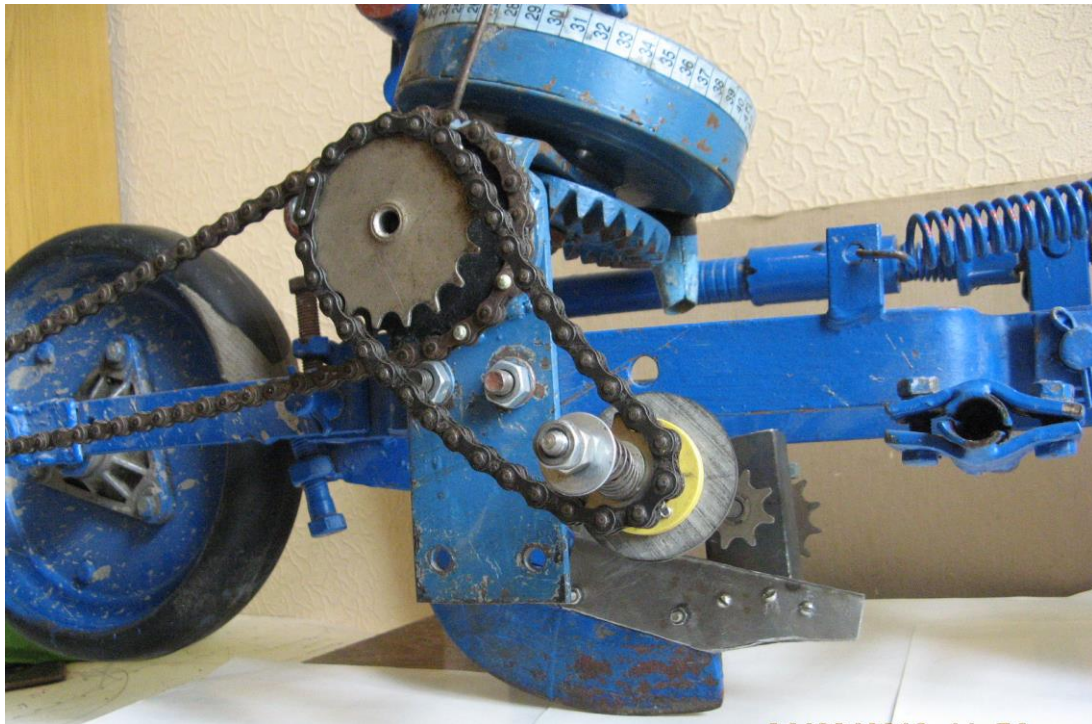


Рис. 2 - Загальний вигляд експериментальної посівної секції з конструкторською розробкою для підвищення якості сівби

При зупинці посівного агрегату висівні апарати, які приводяться в рух від опорних коліс також зупиняються, при цьому зупиняється і диск 7 фрикційної муфти (рис. 1. в). В цей момент розтягнута пружина 5 переважаючи зусилля тертя фрикційної муфти між дисками 6 та 7 повертає вісь 3 разом з заслінкою 4 до перекриття каналу розтруба 2 (заслінка у 4 положенні на рисунку 1. б). В цей час висіяне насіння, що переміщувалось в розтрубі 2 збирається в передній частині розтруба 2 в положенні 19 і не потрапляє в борозенку і тим самим виключається збільшення нерівномірності висіву, а саме виключається висів декількох насінин в одне гніздо.

При послідуєчому початку руху сівалки починають обертатися висівні апарати і висівати насіння в розтруб 2. Одночасно з цим приводяться рух через зірочку 8 диск 7 фрикційної муфти, який через диск 6 повертає вісь 3 з заслінкою 4 в напрямку стрілки 21 (рис. 1. б). Силу притискання диска 7 до диска 6 підбирають пружиною 9 за допомогою регульовальної гайки 15 таким чином щоб крутний момент фрикційної муфти поступово переважав зусилля

пружини 5 і заслінка 4 плавно поверталась до робочого її положення 20 до упора 16. Саме це забезпечить поштучний висів насіння з заслінки 4 в борозенку, яке накопичилось на ній при зупинки сівалки. За час висіву накопиченого на заслінці насіння 19 (рис. 1. б), насіння висіяне висівним апаратом по розтрубу 2 і заслінці 4, в новому її положенні – 20, переміщується до дна борозенки, тим самим виключаючи пропуски при початку руху сівалки.

Таким чином, встановлення рухомої заслінки 4 в нижній частині розтруба 2 сошника 1 кінематично зв'язаної з приводом висівного апарату забезпечує збирання насіння після зупинки сівалки і поштучний його висів при відновленні руху сівалки, що забезпечує рівномірний поштучний висів насіння, тобто виконання поставленої задачі - підвищення рівномірності висіву насіння вздовж рядка за рахунок збирання насіння висіяного апаратом під час зупинки з послідуєчим рівномірним висівом в борозенку при початку руху сівалки.

Висновки.

1. Перспективним напрямком удосконалення посівних машин є розробка мехатронних систем формування, спрямування насінневого потоку до борозенки і розміщення насіння в ній.

2. Запропонована технічне рішення конструкції посівної секції, яка забезпечує сталий висів насіння, навіть при зупинках посівної техніки. Це підвищує загальну рівномірність сівби, забезпечує однакові умови для проростання і розвитку рослин на всьому полі та підвищення урожайності сільськогосподарських культур.

Список літератури:

1. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / [В.В. Адамчук, Г.Л. Баранов, О.С. Барановський та ін.]; за ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Ковалюка. – К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с.
2. Войтюк Д.Г. Спеціалізоване обладнання до посівних машин в системі точного землеробства / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, С.С. Левчук, О.М. Попович. -К.: МІНАПК, 2010. – 42 с.
3. Егоров О.Д. Конструирование мехатронных модулей / О.Д. Егоров, Ю.В. Подураев // Учебник. - М.: ИЦ МГТУ «СТАНКИН», 2004. - 360 с.
4. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 1: машини для рільництва / [Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М.]; за ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.
5. Сільськогосподарські машини [Текст]. Частина 3. Посівні машини / [Бакум М.В., Бобрусь І.С., Морозов І.В., Нікітін С.П. та ін.]; за ред. М.В. Бакума. – Харків, 2005. – 332 с.
6. Пастухов В.І. Використання сівалки з вібраційно-дисковим висівним апаратом при вирощуванні овочевих культур / В.І. Пастухов, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко, В.В. Живолуп // Технічні науки: зб. наук. праць. – Вінниця: ВНАУ, 2012. – Вип. 11, т. 2 (66) – С. 240-244.

7. Кириченко Р.В. Результати польових випробувань сівби насіння капусти для отримання розсади експериментальною сівалкою з вібраційно-дисковим висівним апаратом / Р.В. Кириченко, І.Г. Ткаченко // Матеріали ІХ МНПК «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». – Кіровоград, 2013. С. 29-30.
8. Сысолин П.В. Почвообрабатывающие и посевные машины / П.В. Сысолин, Л.В. Погорелый //– К.: Феникс, 2005. – 264 с.
9. Пастухов В.І. Перспективні напрямки модернізації зернових сівалок / В.І. Пастухов, М.В. Бакум, С.П. Нікітін, А.Д. Михайлов, М.М. Абдуєв, Р.В. Кириченко, Д.А. Ящук // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харків: ХНТУСГ, 2014 – Вип. 148. – С. 77-81.
10. Пат. 76895 України, МПК⁶ А01С 5/00 Спосіб висіву насіння сівалками / М.В. Бакум, С.П. Нікітін, А.Д. Михайлов, Р.В. Кириченко - № 2012 06430; заявл. 28.05.2012; опубл. 25.01.2013, Бюл. № 2.
11. Пат. 82382 Україна, МПК⁶ А01С 7/00. Посівна секція сівалки / М.В. Бакум, С.П. Нікітін, А.Д. Михайлов, В.І. Пастухов, Р.В. Кириченко, Д.А. Ящук - № u201202955 заявл. 11.02.2013 опубл. 25.07.2013, Бюл. №14.

Аннотация

К РАЗРАБОТКЕ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ ПОСЕВНЫХ МАШИН ТОЧНОГО ВЫСЕВА

Бакум Н.В., Кириченко Р.В., Михайлов А.Д., Пастухов В.И.,
Никитин С.П., Крекот Н.Н., Ящук Д.А.

Приведены направления до разработки мехатронных систем сеялок точного высева, которые обеспечивают повышение равномерности распределения семян на поле. Представлена новая конструкция механической системы посевной секции для точного высева семян сельскохозяйственных культур.

Abstract

BY DEVELOPING MECHATRONIC SYSTEMS SOWING MACHINES PRECISION SEED

N. Bakum, R. Kirichenko, A. Mikhailov, V. Pastukhov, S. Nikitin, N. Krekot,
D. Yashchuk

Directions are given to the development of mechatronic systems precision seeders that enhance the uniformity of the distribution of seeds on the field. A new design of a mechanical system for precise sowing section seed crops.

НАГАЛЬНІ ПИТАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ СИСТЕМИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ ТЕХНІКИ

Прасолов Є. Я., к.т. н., проф.

Полтавська державна аграрна академія

Бєловол С. А., аспір.

Харківський національний технічний університет сільського господарств ім. Петра Василенка

Розглянуто ряд питань стосовно розробки галузевих стандартів по забезпеченню надійності, технічного сервісу та якості послуг сільськогосподарської техніки. Стандартизація передбачає створення нормативної бази для забезпечення взаєморозуміння фахівців, єдності номенклатури показників порівнянні результатів випробувань і забезпечення виробництва та визнання продукції за кордоном.

Постановка питання. Актуальним є питанням вітчизняного сільськогосподарського машинобудування є незадовільна якість виготовленої та відремонтованої техніки, що призводить до невідповідної конкурентоздатності на внутрішньому ринку. Поправити це положення можливо при умові створення і розвитку ефективної системи стандартизації і сертифікації вимог до якості техніки.

Надійність, відповідний технічний сервіс та послуги з ремонту сільськогосподарської техніки сприяють покращенню якості випуску товарів народного споживання, підвищенню продуктивності праці, економії трудових, матеріальних, енергетичних і фінансових ресурсів та потребує відповідного технічного регулювання.

Аналіз останніх досліджень. Вирішення завдань, перегляд форм і методів організації робіт, економічного і технічного обґрунтування надійності, технічного обслуговування й ремонту техніки та впровадження новітніх розробок потребує створення високоефективної нормативної бази [1 – 4].

Сьогодні система стандартизації і сертифікації вимагає відновлення з урахуванням зростаючої ролі промисловості в розробці нових стандартів. Часткова відміна законів про стандартизацію і сертифікацію деяких видів сільськогосподарської техніки значно послабила контроль за ринком і якістю виробів. Стандарти в сфері технічних послуг є добровільними. За законом України «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності» технічне регулювання трактується як правове регулювання відносин у сфері встановлення, застосування та виконання обов'язкових вимог до послуг, продукції та пов'язаних з нею процесів, систем і послуг, персоналу. За останнє десятиліття до агропромислового комплексу надходять складні енергонасичені сільськогосподарські вітчизняні і іноземні машини, на які немає

відповідної нормативної документації

У визначеній проблематиці поставлені питання залишаються недостатньо дослідженими і потребують уваги науково-технічної спільноти.

Мета досліджень провести аналіз нормативної документації по технічному сервісу і надійності сільськогосподарської техніки з визначенням оптимально шляху вдосконалення нормативно-технічного забезпечення галузі з наступною гармонізацією з положеннями ISO9000 та IEC300.

Поставлене завдання систематизації та обґрунтування складових по технічному сервісу, надійності та технічного регулювання якості послуг з ремонту сільськогосподарської техніки та визначення перспектив їх розвитку.

Результати досліджень.

Організатором ISO та постійним членом керівних кадрів був СРСР. Двічі представник Держстандарту обирався керівником організації. Міжнародна організація по стандартизації була створена в 1946 році із двадцяти п'яти національних організацій по стандартизації на основі двох організацій: ISA (створена в Нью-Йорку в 1926 році і розформована в 1942 році) та UNSCC (створена в 1944 році). При створенні і виборі назви організації враховувалось те, щоб аббревіатура звучала однаково на всіх мовах. Для цього використано грецьке слово, що означає «рівний» і міжнародна організація по стандартизації має коротку назву «ISO». Завдання організації: сприяти розвитку стандартизації і суміжних видів діяльності в світі з метою забезпечення міжнародного обміну товарами та послугами, а також розвитком співробітництва в інтелектуальній, науково-технічній і економічних сферах.

Україна два десятиліття користувалась стандартами ГОСТ згідно Угоди з Росією. З появою ДСТУ в відповідних сферах виробництва Україна відмовлялась від ГОСТів і постійно проводить гармонізацію стандартів зі стандартами ISO.

Сьогодні основне призначення стандартизації в сфері технічного сервісу при гармонізації з ISO – це збільшити внутрішній потік товарів та послуг, знищити технічні бар'єри в міжнародній торгівлі шляхом гармонізації вимог до матеріальних і нематеріальних товарів.

В наш час більше, чим коли, успішне і безперервне позиціонування продукції і послуг на ринку уже розуміється, що вони заслужили довіру клієнтів, споживачів, і стандарти ISO вносять в це значний вклад.

Моделі самоуправління в промисловості, гармонізованій стандартизації в технічному сервісі АПК слід працювати по принципу доповненості. Великою проблемою сучасності є сприяння інтеграції і в той же час збереження культурної ідентичності задіяних в процес. Стандарти відіграють важливу роль враховуючи вимоги, побажання представників різних культур і надаючи їм мову, яка всім зрозуміла. Нині видно позитивні результати відомого підходу в Європі, де гармонізовані стандарти сприяють спрощенню взаєностосунків в бізнесі.

Згадаємо мету гармонізації: розробка і перегляд державних стандартів в області технічного сервісу АПК для покращення якості ремонту, технічного обслуговування і робіт по сертифікації самохідних сільськогосподарських

машин, встановлення списку обов'язкових регламентних робіт, направлених на технічну і екологічну безпеку, а також підвищення конкурентоздатності товарів на внутрішньому і регіональному ринках. При визначених стандартах слід виконувати вимоги технічних регламентів, гармонізацію національних стандартів з міжнародними (регіональними), з такими як: ISO 26322-1:2008 «Тракторы для сельского и лесного хозяйства. Сельскохозяйственные машины, инвентар и оборудование».

Аналіз вітчизняного законодавства у даній сфері слід виокремити Декрет Кабінету Міністрів «Про стандартизацію і сертифікації» від 10.05.1993 р., що визначає правові та економічні основи систем стандартизації та сертифікації, встановлює організаційні форми їх функціонування та території.

Стандартизація забезпечує удосконалення виробничих процесів, зниження витрат, підвищення якості та конкурентоспроможності продукції. Головною метою стандартизації є розробка нормативних документів, які встановлюють прогресивні вимоги до продукції, та здійснення контролю за їх виконанням.

В аграрному секторі виробництва створено систему стандартизації Мінагрополітики та продовольства України, яка встановлює мету, принципи, основні положення та завдання стандартизації (СОУ 01-37-785:2010).

Наступною складовою технічного регулювання ремонтно-обслуговуючої складової є система сертифікації як процедура документального засвідчення третьою стороною відповідності продукції, систем якості, систем управління якістю, систем управління довкіллям та персоналу до встановлених нормативних вимог.

Головним органом сертифікації послуг з ремонту є Український державний центр стандартизації та сертифікації «Укراгросандартсертифікація», який підпорядковується Міністерству аграрної політики і продовольства України. У кожному регіоні зазначені функції виконують обласні центри стандартизації, метрології та якості продукції.

Також слід враховувати оптимальний список операцій по ремонту і технічному обслуговуванню сільськогосподарської техніки, їх агрегатів, відновити список заходів безпеки продукції, послуг, господарських об'єктів для життя та здоров'я населення, майна, навколишнього середовища.

Результати досліджень і аналіз даних стану нормативної документації по ремонту, технічному забезпеченню сільськогосподарської техніки наголошують, що для задоволення потреби сервісних підприємств різних рівнів ремонтно-обслуговуючої бази достовірною нормативною документацією, під час перегляду діючих і розробки нових слід враховувати:

- переглянутий і уточнений список обов'язкових регламентних робіт, направлених на безпеку продукції, послуг, охорону здоров'я населення і навколишнього середовища;
- уточнений список показників якості продукції та послуг, що контролюються з врахуванням нових методів їх оцінки;
- розроблену систему показників екологічної безпеки та їх нормативи з врахуванням передпродажного сервісу самохідних

- сільськогосподарських машин;
- розроблену систему показників якості відремонтованих вітчизняних і іноземних машин і агрегатів;
- переглянуті стандарти з наступним поповненням номенклатури показників технічних характеристик, а також гармонізації з регіональними та міжнародними стандартами.

Відновлення і покращення національної української системи стандартизації у техніці, наприклад, в галузі надійності, слід орієнтувати на вимоги міжнародної стандартизації. Спершу треба посилити роль нормативної документації підприємства, що забезпечує адаптацію науково-технічної документації на продукцію до специфіки потреб ринку і можливостей підприємств, в поєднанні зі збереженням інтересів держави. Вимоги, що вносяться в нормативну документацію підприємств повинні бути нижнім рівнем вимог до якості і надійності. По-друге, слід раціонально використовувати міжнародний досвід. В Україні технічну політику зі стандартизації в галузі надійності і якості створеної техніки слід направляти на впровадження гармонізованих стандартів з міжнародними, в яких закладені сучасні теоретичні розробки.

Нині, першочерговим завданням є використання в практичній роботі підприємств вимог стандартів ISO 9000 «Стандарти по управлінню і гарантії якості»; ІЕС300 «Управління надійністю», в яких відображено сучасний оптимальний підхід до контролю та забезпеченню якості і надійності. За таким підходом постачальник гарантує високу якість і надійність продукції не тільки за рахунок випробувань і контролю, та демонструє споживачу організацію робіт з управління і забезпечення якості і надійності.

Крім того, слід приділити увагу розробці норм розрахунків на міцність і надійність основних видів машин і галузевих стандартів з проектування, виготовлення і експлуатації техніки.

Державний контроль і нагляд за додержанням нормативних вимог щодо якості продукції, зазначених у стандартах, виконують обласні центри стандартизації, метрології та сертифікації, а також «Державна інспекція України з питань захисту прав споживачів».

Технічний нагляд за наданням послуг з ремонту та технічного сервісу в аграрному секторі виконується згідно із програмою, положення якої наведені у СОУ 29.3-37-177:2004. Цим нормативним документом керуються комісії технічного нагляду при виконанні своїх обов'язків. Також, нормативні вимоги є обов'язковими для виконання ремонтними підприємствами, що пройшли добровільну сертифікацію.

Враховуючи досвід роботи у галузі та наукові напрацювання з питань надійності мобільної сільськогосподарської техніки надати право ХНТУСГ імені Петра Василенка, Українському науко-дослідному інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільського виробництва імені Леоніда Погорілого та з врахувань побажань інших аграрних ВНЗ розробити галузеві стандарти СОУ. Мета запропонованих стандартів – конкретизація с стандартизованих методів оцінювання та вимог до нормування

та термінологічну гармонізацію таких стандартів з існуючими державними та міжнародними. В першу чергу приступити до розробки СОУ «Техніка сільськогосподарська. Загальні правила нормування надійності» з такими розділами: порядок установлення вимог до надійності; визначення номенклатури показників; визначення критеріїв відмов та граничних станів; вибір та обґрунтування нормативних значень показників. В наступному СОУ «Випробування сільськогосподарської техніки. Оцінювання показників надійності при скорочених та цензурованих ресурсних випробуваннях» слід передбачити розділи: номенклатура оцінюваних показників; вихідні дані для оцінювання показників; параметричні та непараметричні методи оцінювання. Запропоновані СОУ слід узгодити з чинними стандартами України та гармонізувати з існуючими міжнародними стандартами серій ISO 9000 та ІЕС300.

Нині слід закріпити обов'язкову регламентацію в нормативній і технічній документації показників надійності. Вони повинні бути включені в технічні завдання, технічні умови і стандарти на техніку, що розробляється або модернізується. Вказані показники слід використовувати для оцінки досягнутого рівня надійності в процесі виготовлення виробів та сертифікації.

Отже, для підвищення показників діяльності ремонтних підприємств АПК необхідно систематично контролювати процеси, що виконуються під час надання послуг. Також, доцільним є запровадити механізми ринкового нагляду за якістю послуг з ремонту і технічного сервісу для захисту прав споживачів.

Висновки. Вирішення завдань в галузі технічного сервісу та надійності, перегляд форм і методів організації робіт з забезпечення надійності, та використання новітніх розробок, організації технічного обслуговування і ремонту сільськогосподарської техніки – потребує створення оптимального нормативного науково-технічного забезпечення. Розроблені СОУ слід узгоджувати з чинними державними і галузевими стандартами України та гармонізувати з існуючими міжнародними стандартами серій ISO 9000 та ІЕС300.

Список використаних джерел

1. Берестнев О. В, Солитерман А. М., Гоман А. М. Нормирование надежности технических систем. Мн. :УП «Технопринт», 2004. – 266с.
2. Костомахин М.Н. Анализ качества и технического уровня отечественной сельскохозйственной техники / М. Н. Костомахин, С. М. Халфин // Сельскохозйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2005 –№12. – с. 45 – 48.
3. Черноиванов В. И. Сертификация (оценка) производства, услуг по техническому обслуживанию и ремонту сельскохозйственной техники / В. И.Черноиванов, Р. Ю. Соловьев, В. П. Лялякин, В. К. Фрибус, С. М. Халфин, М. И. Силина, М. Н. Костомахин // М. : Россельхозакадемия,

2009. – 54 с.

4. Костомахин М. Н. Внедрение системы менеджмента качества на сервисном предприятии по ремонту сельскохозяйственной техники как выход из кризисного положения / М. Н. Костомахин, М. Я. Лукьянов // Труды ГОСНИТИ. – М. : ГОСНИТИ, 2013. – т. 111. с. 41 – 44.

Аннотация

АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ НАЦИОНАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ ТЕХНИКИ

Прасолов С. Я., Беловол С. А.

Рассмотрен ряд вопросов относительно разработки отраслевых стандартов по обеспечению надежности, технического сервиса и качества сельскохозяйственной техники. Стандартизация в области надежности предусматривает создание нормативной базы для обеспечения взаимопонимания специалистов, единства номенклатуры показателей надежности, сравнении результатов испытаний на надежность и обеспечение производства и признания продукции за рубежом.

Abstract

TOPICAL ISSUES OF IMPROVEMENT OF THE NATIONAL STANDARDIZATION SYSTEM OF MACHINES

Ie. Prasolov, S. Bielovol

Considered a number of issues regarding the development of industry standards to ensure the reliability of agricultural machinery. Standardization in the field of reliability establishes a regulatory framework for the understanding of specialists, unity nomenclature reliability, comparing the results of testing the reliability and support of production and acceptance of products abroad.

К ПОСТРОЕНИЮ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ПУЗЫРЬКОВОЙ ПСЕВДООЖИЖЕННОЙ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ ПО СТРУКТУРНОМУ ТРЕХМЕРНОМУ ВИБРОРЕШЕТУ

**Тищенко Л.Н., д.т.н., проф., Харченко С.А. к.т.н., доц.,
Абдуев М.М. к.т.н., доц.**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

В статье определены направления решений уравнений динамики пузырьковых псевдоожигенных зерновых смесей на виброрешетах в трехмерном виде.

Постановка проблемы. Полученные уравнения динамики псевдоожигенной пузырьковой зерновой смеси (ЗС) по структурному виброрешету в трехмерном виде [1, 2] имеют сложный вид и их решение в таком виде затруднительно.

Цель работы: определение направления решений уравнений трехмерной модели динамики пузырьковой зерновой смеси по виброрешету с учетом структурности решет и свойств смеси.

Основной материал.

В результате исследований [2] получено поле скорости \vec{V} ЗС, рассматриваемое как пузырьковая псевдожидкость, которое удовлетворяет уравнениям:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V}, \nabla) \vec{V} \right) = -\nabla P + \mu \Delta \vec{V} + \rho \vec{f}, \quad (1)$$

$$\operatorname{div} \vec{V} = 0, \quad (2)$$

где: μ - эффективный коэффициент динамической вязкости [3],

P - избыточное давление в псевдожидкости,

\vec{f} - внешняя сила, действующая на единицу массы псевдожидкости (в качестве силы выбираем силу тяжести):

$$\vec{f} = g \sin \theta \vec{e}_1 - g \cos \theta \vec{e}_3, \quad (3)$$

$\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_3$ - орты декартовой системы координат x_1, x_2, x_3 .

Принимаем краевые и начальные условия [4]:

- на поверхности структурного виброрешета и свободной поверхности псевдожидкости:

$$\vec{V}|_{t<0} = 0, \quad P|_{t<0} = 0; \quad (4)$$

- на свободной поверхности псевдожидкости ($x_3 = h$) избыточное давление P и тензор напряжений $(\sigma_{ij})_{i,j=1}^3$:

$$P|_{x_3=h} = 0, \quad \sigma_{ij}|_{x_3=h} = 0, \quad i, j = 1, 2, 3; \quad (5)$$

- тензор напряжений:

$$\sigma_{ij} = -P\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right); \quad (6)$$

- на свободной поверхности псевдожидкости поле скорости:

$$\left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \Big|_{x_3=h} = 0, \quad i, j = 1, 2, 3; \quad (7)$$

- на поверхности структурного виброрешета, которое совершает гармонические колебания вдоль оси x_1 усредненная скорость:

$$\vec{V}_{cp} = \frac{1}{S} \iint \vec{V}(x_1, x_2, x_3, t) dx_1 dx_2, \quad (8)$$

где: S - площадь поверхности виброрешета;

- на поверхности виброрешета ($x_3 = 0$):

$$\vec{V}_{cp}|_{x_3=0} = A\omega \sin \omega t \vec{e}_1; \quad (9)$$

- компонента скорости $V_3 = (\vec{V}, \vec{e}_3)$ на отверстиях виброрешета совпадает с некоторой средней скоростью U_0 , а вне отверстий обращается в нуль:

$$V_3|_{x_3=0} = U_0 \begin{cases} 1, & (x_1, x_2) \in \bigcup_{p=1}^N S_p, \\ 0, & (x_1, x_2) \notin \bigcup_{p=1}^N S_p. \end{cases} \quad (10)$$

где: $\bigcup_{p=1}^N S_p$ - множество отверстий на базовой ячейке виброрешета.

Таким образом, начально-краевая задача (1) - (10) моделирует процесс движения слоя пузырьковой псевдожидкости (ЗС с пузырьками) вдоль плоской поверхности виброрешета, совершающего гармонические колебания.

Следующий шаг в построении решения задачи (1) - (10) состоит в применении обратного преобразования Лапласа к функциям:

$$\vec{V}_{mn}^1 = \frac{i2\pi n}{l_1^2 l_2} F_{mn}(q_1 x_3), \quad \vec{V}_{mn}^2 = \frac{i2\pi n}{l_1^2 l_2^2} F_{mn}(q_1 x_3), \quad (11)$$

$$\bar{V}_{mn}^3 = \frac{U_0 B_{mn} \left[2ch(\lambda_{mn}(h-x_3)) - \left(2 + \frac{q}{v\gamma_{mn}^2} \right) ch(\gamma_{mn}(h-x_3)) \right]}{l_1 l_2 q \left[2ch(\lambda_{mn}h) - \left(2 + \frac{q}{v\gamma_{mn}^2} \right) ch(\gamma_{mn}h) \right]}, \quad (12)$$

$$\bar{P}_{mn} = - \frac{U_0 B_{mn} \rho \left(2 + \frac{q}{v\gamma_{mn}^2} \right) sh(\gamma_{mn}(h-x_3))}{l_1 l_2 \gamma_{mn} \left[2ch(\lambda_{mn}h) - \left(2 + \frac{q}{v\gamma_{mn}^2} \right) ch(\gamma_{mn}h) \right]}, \quad (13)$$

$$F_{mn}(q, x_3) = \frac{U_0 B_{mn} \left[2 \left(2\gamma_{mn} + \frac{q}{v\gamma_{mn}^2} \right) sh(\gamma_{mn}(h-x_3)) - 2\lambda_{mn} sh(\lambda_{mn}(h-x_3)) \right]}{q\gamma_{mn}^2 \left[2ch(\lambda_{mn}h) - \left(2 + \frac{q}{v\gamma_{mn}^2} \right) ch(\gamma_{mn}h) \right]}, \quad (14)$$

при

$$\bar{V}_{00}^3 = \frac{U_0 B_{00}}{l_1 l_2 q}, \quad (15)$$

$$\bar{P}_{00} = \frac{\rho g \cos \theta}{q} (h-x_3). \quad (16)$$

В соответствии с [5], имеем:

$$V_{mn}^P(x_3, t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \bar{V}_{mn}^P(q, x_3) e^{qt} dq, \quad (17)$$

$$P_{mn}(x_3, t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \bar{P}_{mn}(q, x_3) e^{qt} dq. \quad (18)$$

Здесь c - произвольное положительное число. Используем для вычисления интегралов в (17), (18) метод вычетов [5].

С учетом краевого условия [4]:

$$\bar{P}_{mn} = d_{mn} \begin{cases} sh(\gamma_{mn}(h-x_3)), & m \neq 0, n \neq 0, \\ x_3 - h, & m = 0, n = 0, \end{cases} \quad (19)$$

где: d_{mn} - постоянные величины, подлежащие определению,

и (11) – (16) коэффициенты $\bar{V}_{mn}^P(q, x_3)$ как функции комплексной переменной q имеют в комплексной плоскости с разделом по отрицательной полуоси ($q < 0$) особенности типа полюса в точках $q = \pm i\omega$ и $q = 0$, а коэффициенты $\bar{P}_{mn}(q, x_3)$ имеют полюс в точке $q = 0$. Кроме того, эти функции стремятся к нулю при $\text{Re } q \rightarrow -\infty$ (Re - реальная часть комплексного числа). Такие свойства функций

позволяют деформировать контур интегрирования в (17), (18) так, чтобы охватить все их особые точки. Тогда, на основании метода вычетов, после ряда преобразований получаем:

$$P_{00} = \rho g \cos \theta (h - x_3), \quad P_{mn} = -\frac{2U_0 B_{mn} \rho v \operatorname{sh}(\gamma_{mn} (h - x_3))}{l_1 l_2 [h \gamma_{mn} \operatorname{sh}(\gamma_{mn} h) - ch(\gamma_{mn} h)]}, \quad (20)$$

$$V_{00}^1 = \frac{g \sin \theta}{2\nu} [h^2 - (h - x_3)^2] + A \omega \operatorname{Re} \left[\frac{ch \left(\sqrt{\frac{i\omega}{\nu}} (h - x_3) \right)}{ch \left(\sqrt{\frac{i\omega}{\nu}} h \right) i} e^{i\omega t} \right], \quad (21)$$

$$V_{mn}^1 = -\frac{i8\pi n U_0 B_{mn} (h - x_3) ch(\gamma_{mn} (h - x_3))}{l_1^2 l_2 [h \gamma_{mn} \operatorname{sh}(\gamma_{mn} h) - ch(\gamma_{mn} h)]}, \quad (22)$$

$$V_{mn}^2 = -\frac{i8\pi m U_0 B_{mn} (h - x_3) ch(\gamma_{mn} (h - x_3))}{l_1 l_2^2 [h \gamma_{mn} \operatorname{sh}(\gamma_{mn} h) - ch(\gamma_{mn} h)]}, \quad (23)$$

$$V_{mn}^3 = \frac{U_0 B_{mn} [sh(\gamma_{mn} (h - x_3))(h - x_3) - ch(\gamma_{mn} (h - x_3))]}{l_1 l_2 [h \gamma_{mn} \operatorname{sh}(\gamma_{mn} h) - ch(\gamma_{mn} h)]}. \quad (24)$$

Здесь $\operatorname{Re}(\dots)$ - обозначает реальную часть комплексного числа, $\gamma_{mn} = 2\pi \sqrt{\frac{n^2}{l_1^2} + \frac{m^2}{l_2^2}}$, коэффициенты B_{mn} определяются по формуле:

$$B_{mn} = \sum_{p=1}^N \int_{S_p} e^{i2\pi \left(\frac{n}{l_1} x_1 + \frac{m}{l_2} x_2 \right)} dx_1 dx_2, \quad (25)$$

где: S_1, S_1, \dots, S_N - отверстия виброрешета на базовой ячейке $\left[-\frac{l_1}{2}, \frac{l_1}{2} \right] \times \left[-\frac{l_2}{2}, \frac{l_2}{2} \right]$.

Таким образом, решение задачи (1) – (10) представлено в виде двумерных рядов Фурье.

Так как, виброрешето является двумерно периодической структурой с периодом l_1 вдоль оси x_1 и периодом l_2 вдоль оси x_2 , то решение задачи (1) – (10) естественно искать в виде двумерных рядов Фурье по базисным функциям

$$\left(e^{i2\pi \left(\frac{n}{l_1} x_1 + \frac{m}{l_2} x_2 \right)} \right)_{n,m=-\infty}^{+\infty} : \quad \vec{V} = \sum_{m,n=-\infty}^{+\infty} \vec{V}_{mn}(x_3, t) e^{i2\pi \left(\frac{n}{l_1} x_1 + \frac{m}{l_2} x_2 \right)}, \quad (26)$$

$$P = \sum_{m,n=-\infty}^{+\infty} P_{mn}(x_3, t) e^{i2\pi\left(\frac{n}{l_1}x_1 + \frac{m}{l_2}x_2\right)}. \quad (27)$$

В них коэффициенты Фурье определяются по формулам (20) – (24): избыточное давление:

$$P = \rho g \cos \theta (h - x_3) - \frac{2U_0 \rho \nu}{l_1 l_2} \left[\sum_{n \neq 0} \frac{B_{0n} \operatorname{sh}(\gamma_{0n}(h - x_3))}{A_{0n}} e^{\frac{i2\pi n}{l_1} x_1} + \sum_{m \neq 0} \frac{B_{m0} \operatorname{sh}(\gamma_{m0}(h - x_3))}{A_{m0}} e^{\frac{i2\pi m}{l_2} x_2} + \sum_{n \neq 0} \sum_{m \neq 0} \frac{B_{mn} \operatorname{sh}(\gamma_{mn}(h - x_3))}{A_{mn}} e^{i2\pi\left(\frac{n}{l_1}x_1 + \frac{m}{l_2}x_2\right)} \right], \quad (28)$$

компоненты поля скорости $\vec{V} = V_1 \vec{e}_1 + V_2 \vec{e}_2 + V_3 \vec{e}_3$:

$$V_1 = \frac{g \sin \theta}{2\nu} [h^2 - (h - x_3)^2] + A \omega \operatorname{Re} \left[\frac{\operatorname{ch}\left(\sqrt{\frac{i\omega}{\nu}}\right)(h - x_3)}{\operatorname{ch}\left(\sqrt{\frac{i\omega}{\nu}}\right)h} e^{i\omega t} \right] - \frac{i8\pi U_0 (h - x_3)}{l_1^2 l_2} \sum_{n \neq 0} \sum_{m \neq 0} \frac{n B_{mn} \operatorname{ch}(\gamma_{mn}(h - x_3))}{A_{mn}} e^{i2\pi\left(\frac{n}{l_1}x_1 + \frac{m}{l_2}x_2\right)}, \quad (29)$$

$$V_2 = -\frac{i8\pi U_0 (h - x_3)}{l_1 l_2^2} \sum_{n \neq 0} \sum_{m \neq 0} \frac{m B_{mn} \operatorname{ch}(\gamma_{mn}(h - x_3))}{A_{mn}} e^{i2\pi\left(\frac{n}{l_1}x_1 + \frac{m}{l_2}x_2\right)}, \quad (30)$$

$$V_3 = -\frac{U_0}{l_1 l_2} \sum_n \sum_m \frac{B_{mn} [(h - x_3)\gamma_{mn} \operatorname{sh}(\gamma_{mn}(h - x_3)) - \operatorname{ch}(\gamma_{mn}(h - x_3))]}{A_{mn}} e^{i2\pi\left(\frac{n}{l_1}x_1 + \frac{m}{l_2}x_2\right)}, \quad (31)$$

где: $A_{mn} = h\gamma_{mn} \operatorname{sh}(\gamma_{mn} h) - \operatorname{ch}(\gamma_{mn} h)$.

Выводы. Таким образом, в результате уточнений было получено решение

краевой задачи динамики пузырьковой псевдооживленной смеси по структурному виброрешету.

Список использованных источников:

1. Харченко С.А. К построению трехмерной гидродинамической модели динамики пузырьковой псевдооживленной зерновой смеси по структурному виброрешету / С.А. Харченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип.14. Т.2. - С.80-85.
2. Харченко С.А. Уточнение уравнений динамики пузырьковой псевдооживленной зерновой смеси по структурному виброрешету / С.А. Харченко, Л.Н. Тищенко // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця: ВНАУ, 2014. - №1 (73). – С.50-53.
3. Харченко С.А. Алгоритм расчета эффективного коэффициента динамической вязкости пузырьковой псевдооживленной, моделирующей сепарируемую зерновую смесь / С.А. Харченко, Л.Н. Тищенко // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця: ВНАУ, 2013. – С.64-72.
4. Харченко С.А. К решению уравнений динамики пузырьковой псевдооживленной зерновой смеси по структурному трехмерному виброрешету / С.А. Харченко // Сучасні напрями технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв. – Харків: ХНТУСГ, 2014.- Вип.152. – С.109-114.
5. Лаврентьев М.Л., Шабат Б.В. Методы теории функций комплексного переменного. М.: ГИФМЛ, 1958. – 675с.

Анотація

ДО ПОБУДОВИ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ БУЛЬБАШКОВОЇ ПСЕВДОЖИВЛЕНОЇ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ ПО СТРУКТУРНОМУ ТРИМІРНОМУ ВІБРОРЕШЕТУ

Тищенко Л.М., Харченко С.О., Абдуєв М.М.

В статті визначено напрямки розв'язку рівнянь динаміки бульбашкових псевдооживлених зернових сумішей на віброрешетах у тримірному вигляді.

Abstract

TO CONSTRUCTION OF MODEL OF DYNAMICS OF BUBBLE FLUIDIZED OF GRAIN MIXTURE ON THE STRUCTURAL THREE-DIMENSIONAL VIBROSIEVE

L. Tischenko, S. Kharchenko, M. Abduev

The article defines the direction of solutions of equations of the dynamics of bubble fluidized grain mixtures on vibrosieves in three-dimensional form.

НАПРЯМОК В РОЗРОБЦІ АГРОТЕХНОЛОГІЙ БЛОЧНО-ВАРІАНТНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ГОСПОДАРСТВ РІЗНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІВНІВ

**Харченко С.О., Анікєєв О.І., Циганенко М.О., Калюжний О.Д.,
Рудницька Г.В., доц-ти, к-ти т.н., Качанов В.В., Красноруцький О.М.,
Чигрина С.А., Сировицький К.Г., Гаск Є.А. інженери**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

*В статті подані результати досліджень при розробці агротехнологій
блочно-варіантних систем для господарств різних технологічних рівнів.*

Постановка проблеми і завдання. Використання застарілих ресурсо-енергоємних технологій, технологічна відсталість аграрних підприємств не дають змогу їм збільшувати обсяги виробництва якісної, конкурентно-спроможної продукції. Досвід передових підприємств свідчить, що в основі економічного зростання аграрного сектору лежить розвиток інноваційних високопродуктивних технологій. Кожна технологія повинна розроблятися на основі досягнень в культурі землеробства, сільгоспмашинобудування та в машиновикористанні з екологічним обґрунтуванням захисту рослин і довкілля. При розробці перспективних агротехнологій на основі сучасних високоврожайних сортів з біопотенціалом визначеним при сортовипробуваннях основна увага повинна приділятися в першу чергу вибору і оптимізації технологічних операцій, а також системи добрив з урахуванням метеорологічних факторів і природного потенціалу ґрунту та його властивостей.

Перспективний напрямок в розробці агротехнологій високого рівня якості виконання технологічних операцій в технологічних блочно-варіантних системах повинен базуватися на агрокліматичних особливостях, технологічних можливостях господарств, при застосуванні машинних агрегатів з визначенням енергетичної оцінки машин і технології.

Аналіз останніх досліджень. Існуючі підходи досить складні, потребують велику кількість показників, яких не завжди є можливість отримати, і оснований на базі певного математичного апарату підрахунків із застосуванням електронно-обчислюваних систем [1; 2]. Тому вони не можуть застосовуватися в сучасних господарствах, особливо малих за площею, при наявності кадрів у вигляді одного фермера і кількох сезонних працівників. За своєю складністю така оцінка техніки потребує певний час для обрахунків, а іноді господарникам потрібно приймати рішення за обмеженого часу, як при закупівлі техніки, наприклад на ярмарці-виставці, так і при застосуванні сільгоспагрегатів, де час обмежений агростроками в кілька днів, а то й годин [3].

Методика дослідження. Особлива необхідність в енергооцінці виникла в

сучасних умовах ринкових відносин в сільськогосподарському виробництві, коли має місце нестабільність в ціновій оцінці, як процесу виробництва, так і продукції цього виробництва, при відсутності паритету цін між засобами і результатами виробництва.

Ряд авторів праць з енергетичної оцінки механізованих технологій в рослинництві стверджують, що при визначенні економічної ефективності технологій сільськогосподарського виробництва, комплексів машин і окремих агрегатів поза увагою залишається багато важливих чинників. Найважливіші із них – енергоємність і екологічність сільгоспвиробництва, тобто поза увагою залишається рівень негативного впливу механізованого сільгоспвиробництва, перш за все, на ґрунт і витрати не поновлюваної енергії [4...11].

Застосування єдиного методу енергетичної оцінки машин і технологій виробництва сільськогосподарських культур дозволяє об'єктивно оцінити енергоємність технологічних процесів і операцій, що виконуються різними агрегатами, і намітити шляхи її зниження. Крім того, показники в енергетичному еквіваленті характеризують загалом прямі і непрямі витрати енергії на одиницю роботи або на виробництво одиниці продукції. При цьому витрати живої праці, палива, металу, добрив та інших необхідних ресурсів оцінюються в єдиних порівняльних одиницях (Дж, Дж/т, Дж/год, Дж/га).

Повна енергоємність технологічного процесу виробництва с.-г. культури складається із енергоємності механізованих операцій (робіт), а енергоємність операції складається із своїх часткових компонентів. Причому, різні класи (групи) механізованих операцій можуть містити і різні набори складових витрат не поновлюваної енергії. Наприклад, енергоємність оранки складається з енергоємності орного агрегату (трактор + плуг), як маси металу, витраченого палива і енергоємності праці механізатора. Енергоємність сівби з одночасним внесенням міндобрив складається з енергоємності: трактора, зчіпки, якщо вона є, і сівалки (або сівалок) як маси металу; палива, насіння; міндобрив; праці механізатора і допоміжного працівника.

Для визначення повної енергоємності окремих робіт і технологій у цілому є формула (1). Але для зручності застосування у кожному конкретному випадку її доцільно уточнити, тобто записати для зручного використання саме у галузі сільськогосподарського виробництва. Так, кількість витраченої на 1 га не поновлюваної енергії на виконання механізованої операції:

$$E_{mo} = \frac{E_{ez}}{W_{год}} + \frac{\sum_i E_{зми}}{W_{год}} + E_{ен} + \sum_i E_{тми} + E_{пл}, \quad (1)$$

де: E_{mo} – енергоємність виконання механізованої операції, МДж/га;
 E_{ez} – енергоємність роботи енергозасобу як маси металу, МДж/год;
 $W_{год}$ – годинний виробіток агрегату, га/год;
 $E_{зми}$ – енергоємність роботи засобів механізації як маси металу (сільгоспмашини, знаряддя, що входять у склад агрегату), МДж/год;
 $E_{ен}$ – енергоємність витраченого енергоносія, МДж/га;

E_{mm} – енергоємність витрачених технологічних матеріалів, МДж/га;
 E_{nl} – енергоємність праці людей, МДж/га.

Повна питома енергоємність технології (сумарна кількість не поновлюваної енергії, що витрачена на 1 га при формуванні врожаю), визначається як сума витраченої енергії при виконанні кожної операції технології, тобто:

$$E_z = \sum_j E_{moj}, \quad (2)$$

де: E_z – сумарна кількість не поновлюваної енергії, що витрачена на 1 га при формуванні врожаю, МДж/га;
 j – номер операції технології.

Для аналізу витрат енергії можна провести визначення за функціональними групами технологічних операцій, а також за видами витрат.

Для визначення за функціональними групами всі технологічні операції об'єднані в наступні функціональні групи: 1) основна підготовка ґрунту (лушіння стерні, внесення основних добрив та глибокий обробіток ґрунту); 2) передпосівний обробіток ґрунту і сівба, (включаючи і ранньовесняне боронування); 3) догляд за рослинами (міжрядний обробіток, внесення пестицидів); 4) збирання врожаю. По кожній групі визначається сума витрат енергії за формулою (3):

$$\left. \begin{aligned} E_{13} &= \sum_{j=1}^k E_{moj}; & E_{23} &= \sum_{j=k+1}^l E_{moj} \\ E_{33} &= \sum_{j=l+1}^m E_{moj}; & E_{43} &= \sum_{j=m+1}^n E_{moj} \\ E_z &= E_{13} + E_{23} + E_{33} + E_{43} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Кількість енергії, що одержана з врожаєм з 1 га:

$$E_n = (Y_o - H_{zo} - H_{yo}) \cdot K_{co} \cdot \alpha_o + Y_n \cdot K_{cn} \cdot \alpha_n \quad (4)$$

де: Y_o, Y_n – урожайність основної і побічної продукції, кг/га;
 H_{zo}, H_{yo} – норма засміченості і усушки основної продукції (зерна), кг/га.
 K_{co}, K_{cn} – коефіцієнт вмісту сухої речовини в зерні чи не зерновій частині;
 α_o, α_n – енергетичний еквівалент основної і не зернової частини врожаю, МДж/(кг·с.р.).

Енергетична ефективність технології виробництва сільгоспкультури оцінюється відношенням енергії, що одержана з врожаєм, до затраченої не поновлюваної енергії, яке називають коефіцієнтом енергетичної ефективності:

$$K_{ee} = E_n/E_z, \quad (5)$$

Рівень екологічності технології виробництва с.-г. продукції визначається за формулою:

$$K_{ek} = E_z/P_{en} \quad (6)$$

де: P_{en} – екологічно допустима межа енергонасиченості технологічного процесу виробництва с.-г. культури (30000 МДж/га за рік).

Результати досліджень. На кафедрі «ОТС імені Т.П. Євсюкова» проводилися дослідження технологічного рівня господарств у зонах степу та лісостепу Харківської області та встановлено, що групи господарств відрізняються матеріально-технічним, фінансовим забезпеченням і рівнями якості виконання технологічних операцій. Так велика кількість господарств низького технологічного рівня підтверджує необхідність використання технологічної блочно-варіантної системи.

Запропонована система передбачає розробку машинних технологічних операцій по п'яти групах (блоках) технологічних процесів: 1) підготовка ґрунту (внесення добрив, глибока обробка ґрунту); 2) зберігання і підготовка посівного (посадочного) матеріалу; 3) посів (посадка), включаючи ранньовесняну і передпосівну підготовку ґрунту; 4) створення умов для зростання і розвитку рослин; 5) збирання врожаю, або перехід вирощеного продукту в наступний технологічний цикл (переробка, зберігання).

По кожному такому технологічному блоку процесів розроблене достатньо велика кількість варіантів з врахуванням агрокліматичних зон і особливостей по групах рослин (злакові – колосові; вузько і ширококорядні, коренеплоди і тому подібне). З таких блоків в кожному господарстві можна вибрати необхідні і можливі варіанти способів виконання технологічних процесів для конкретної культури за певних агрокліматичних і погодних умов. Також враховані технологічні умови поля, технологічні можливості господарства, з подальшим комплектуванням агрегатів, їх технологічної налашки і контролем якості.

Таким чином, пропонується проект з наступними елементами перспективної технологічної блочно-варіантної системи в їх послідовності при розробці і використанню:

1) розробка варіантів способів по п'яти технологічних блоках;

2) вибір способів і засобів для певної сільгоспкультури з врахуванням зональних особливостей ґрунтово-кліматичних умов, вологозабезпеченості і

розміщення культури в сівозміні;

3) розробка варіантів технологічних операцій по процесах для певної культури;

4) обґрунтування варіантів техніки і технологічних матеріалів кожної операції по процесах для певної культури, з розрахунками (розробка технологічної карти);

5) вибір технічного засобу і технологічних матеріалів по кожній операції для певної культури, на основі технологічної ситуації в господарстві з подальшим визначенням технологічного стану поля, відповідних технологічних регулювань і якості роботи;

Висновки

1. Проведені дослідження дозволили встановити сучасний стан технологічних процесів по основних с-г культурах та їх технічну оснащеність, що може бути основою для розробки варіантів технологічної блочно-варіантної системи машиновикористання в землеробстві.

2. В господарствах різних технологічних рівнів застосовуються машини як вітчизняного виробництва, так і ближнього та дальнього зарубіжжя з тракторами високої потужності та широкозахватними сільгоспмашинами за високої продуктивності і низького рівня витрат палива.

3. В цілому напрям розробки технологічних блочно-варіантних систем машиновикористання в землеробстві перспективний і необхідний з врахуванням сучасного різнорівневого забезпечення господарств.

4. Цей напрям не виключає розробки технологій високого рівня якості виконання технологічних операцій, і базується на агрокліматичних особливостях, технологічних можливостях господарств, при впровадженні машинних операційно-мінімальних ресурсозберігаючих, економічно доцільних, екологічно безпечних агротехнологій з полікультурами на одному полі, з високим коефіцієнтом реалізації біопотенціалу сільгоспкультур, а також з використанням сучасної техніки з автоматичним контролем якості роботи і комп'ютерно-супутниковими системами «точного землеробства».

5. Методологія рівневої оцінки господарств дозволяє дати оцінку їх сучасному стану, технолого-технічному забезпеченню і розробити відповідні рекомендації по підвищенню їх ефективності використання.

Список використаних джерел

1. Мазоренко Д.І. Проект розробки перспективної технологічно блочно-варіантної системи машиновикористання в землеробстві [Текст]/ Д.І. Мазоренко, Ю.І. Ковтун, С.О. Харченко // Вісник ХНТУСГ, вип. 93., Т.1 – Харків: 2010 – С. 5-11.
2. Ковтун Ю.І. Рівністика: Видання друге, виправлене, уточнене і доповнене [Текст]/ Ю.І Ковтун. - Харків: КП Міська друкарня, 2010. - 184 с.
3. Мазоренко Д.І. Методологія оцінки рівня техніки при розробці технологічної блочно-варіантної системи машиновикористання в землеробстві [Текст]/ Д.І. Мазоренко, С.О. Харченко, Ю.І. Ковтун, О.І.

- Анікеєв // Вісник ХНТУСГ, вип. 103 — Харків: 2010. — С. 5-1.
4. Медведовський О.К. Енергетичний аналіз інтенсивних технологій в сільськогосподарському виробництві [Текст]/ О.К. Медведовський // — Київ: «Урожай», 1991 – 217 с.
 5. Токарев В.Л. Методические рекомендации по оценке топливно-энергетических затрат на выполнение механизированных процессов в растениеводстве [Текст]/ В.Л. Токарев // – М.: ВАСХНИЛ, 1985 – 83 с.
 6. Методические рекомендации по определению энергоемкости производства основных видов сельскохозяйственной продукции [Текст]/ – М.: ВИЭСХ, 1984 – 72 с.
 8. Методические рекомендации по определению энергоемкости производства основных видов сельскохозяйственной продукции [Текст]/ – М.: ВИЭСХ, 1989 – 89 с.
 9. Севернев М.М., Методика энергетической оценки технологий и комплексов машин [Текст]/ М.М.Севернев, В.А.Токарев// – Механизация и электрификация сельского хозяйства, № 9, 1986 – С. 2...5
 10. Каверин А.В. Экологическая валюта земледелия [Текст]/ А.В. Каверин // – Энергия, экономика, техника, экология. 1985, № 8 – С. 2.
 11. Осадчий В.К. Энергетическая и экологическая оценки технологий земледелия [Текст] / В.К. Осадчий // – Техника в сельском хозяйстве, № 3, 1989 – С. 3...5.

Аннотация

НАПРАВЛЕНИЕ В РАЗРАБОТКЕ АГРОТЕХНОЛОГИЙ БЛОЧНО-ВАРИАНТНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ ХОЗЯЙСТВ РАЗНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УРОВНЕЙ

Харченко С.А., Аникеев А.И., Цыганенко М.А., Калужный А.Д.,
Рудницкая А.В., Качанов В.В., Красноручский А.Н., Чигрина С.А.,
Сыровицкий К.Г., Гаек Е.А.

В статье представлены результаты исследований при разработке агротехнологий блочно-вариантных систем для хозяйств различных технологических уровней.

Abstract

DIRECTION IN DEVELOPMENT OF AGRICULTURAL TECHNOLOGIES OF BLOCK-VARIANT SYSTEMS FOR FARMS OF DIFFERENT TECHNOLOGICAL LEVELS

S. Kharcenko, A. Anikeev, M. Tsiganenko, A. Kalujniy, A. Rudnitskaya,
V. Kachanov, A. Krasnorutskiy, S. Chigrina, K. Sirovitskiy, E. Gaek

The article presents the results of research in the development of agricultural technology block-variant systems for farms of different technological levels.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ УНІВЕРСАЛЬНОГО КОЛІСНО-ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-280Т

Харченко С.О., к.т.н., доц., Кірієнко М.М. к.т.н., доц.,
Циганенко М.О., к.т.н., доц., Качанов В.В., інженер,
Рульов В.М., головний інженер проекту ХТЗ

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

*В статті представлені результати досліджень роботи першого
українського універсального колісно-гусеничного трактора ХТЗ-280Т.*

Стан питання і проблема. Дослідження, проведені кафедрою оптимізації технологічних систем (ОТС) навчально-наукового інституту механотроніки і систем менеджменту (ННІ МСМ) в 2010-2013 рр. по машиновикористанню в землеробстві в зоні Лісостепу і Степу Харківської області [1, 2] показали, що господарства можна умовно розподілити на три групи: високого технологічного рівня (ВТР), середнього (СТР) та низького технологічного рівня (НТР). Розподіл здійснювався відповідно до розробленої методики [3], в основі якої показники врожайності та витрат праці. Тобто враховувався рівень агротехніки і рівень механізації с/г процесів в господарстві.

Як показали результати досліджень в двох районах Харківської області, Золочівському (зона Лісостепу) та Балаклійському (зона степу), співвідношення господарств в % між ВТР, СТР, НТР відповідно 12:23:65 та 3:20:77. Тобто основну масу господарств (65-77%) складають господарства низького технологічного рівня, а як показали результати детальних досліджень господарства ВТР, яких всього 3-12% це господарства які оснащені різноманітною технікою, переважно зарубіжного виробництва, в них застосовуються новітні технології вирощування с/г культур.

В той же час в господарствах НТР, яких переважна більшість використовують с/г машини в основному вітчизняного виробництва, часто застарілих конструкцій. Для вирощування с/г культур застосовують традиційні технології. Економічні можливості цих господарств обмежені. Тому для цих господарств бажані універсальні трактори такі які б об'єднували у собі можливості колісних і гусеничних тракторів.

Крім того у цієї проблеми є і інша сторона. Як відомо в світовому с/г машинобудуванні існує стала тенденція: забезпечення збільшення продуктивності с/г агрегатів. Вирішується це в першу чергу збільшенням ширини захвату агрегатів. А це обов'язково потребує збільшення потужності тракторів і як результат досить суттєве збільшення ваги цих машин, що в кінцевому результаті призводить до негативного впливу на ґрунт рушіїв трактора. Найбільш негативна сторона цього впливу є переущільнення ґрунту в

зоні дії рушіїв. А це призводить до суттєвого зниження врожайності с/г культур, підвищення витрат пального та прискореного зносу робочих органів ґрунтообробних машин.

Як відома зменшення негативного впливу на ґрунт забезпечує застосування гусеничних рушіїв або поєднання коліс з гусеницями. При цьому щоб зменшити негативний вплив металевих гусениць на дорожнє покриття та ґрунт, їх виготовляють гумово-тросовими.

Результати досліджень. Враховуючи вказані вище фактори, Харківський тракторний завод створив дослідний зразок універсального колісно-гусеничного трактора під маркою ХТЗ-280Т, який може працювати або в варіанті колісного трактора, або при затраті незначного часу (декілька годин) на перелаштування в гусеничний.

Характерною особливістю цього трактора є те, що він оснащується чотирма гусеницями (рис.1). На дослідному зразку трактора встановлено двигун ЯМЗ 236НД потужністю 210 к.с. Конструктори ХТЗ в подальшому передбачають, оснащати ці трактори двигунами більших потужностей.



Рисунок 1 – Універсальний колісно-гусеничного трактора ХТЗ-280Т

Співробітниками кафедри ОТС разом з спеціалістами ХТЗ, були проведені дослідження роботи дослідного зразка трактора в виробничих умовах учбового господарства Харківського навчального технічного університету сільського господарства (ХНТУСГ).

Програма досліджень передбачає визначення можливості агрегування трактора з вітчизняними та зарубіжними ґрунтообробними та посівними

машинами (табл. 1) та визначення експлуатаційно-технологічних показників при виконанні різних технологічних операцій, а також показників стану ґрунту та умов праці оператора.

Таблиця 1 - Перелік сільськогосподарських машин, що планувалися для агрегування трактора ХТЗ – 280Т при дослідженнях

№ п/п	Найменування с/г машини	Марка с/г машини
1	Плуг п'ятикорпусний	ПЛН-5-35
2	Плуг восьмикорпусний	ПН-8-35
3	Універсальний дисковий агрегат	УДА-4,5А
4	Приставка прямого посіву	ППС-4,0
5	Борона дискова важка	БДТ-7,0
6	Сівалка прямого посіву	Gaspardo

Методично вказані показники визначались відповідно до технічних стандартних методик [3,4,5].

В осінній період 2014 року були проведені дослідження по вияву можливості агрегування з існуючими вітчизняними плугами ПЛН-5-35 (рис.2) та ПН-8-35 (рис.3), та експлуатаційно-технологічні показники при виконанні цими агрегатами операції оранки. Умови, при яких проводились дослідження характеризувались тим, що в період досліджень температура вночі знижувалась до $-4-8^{\circ}\text{C}$, тому твердість ґрунту на глибині до 10 см становила 3,0 МПа.



Рисунок 2 – Трактор ХТЗ-280Т в агрегаті з плугом ПЛН-5-35

Швидкість руху агрегату при цьому становила 6,0-6,1 км/год. Підвищення швидкості не дозволяла потужність двигуна ЯМЗ 236НД. Враховуючи відповідні умови продуктивність за 1 год основного часу при агрегуванні з плугом ПН-8-35 була не високою і становила 1.19 га/год при витратах палива 30 л/га.

Дослідження показали, що трактор ХТЗ-280Т має можливість агрегатуватись з серійними плугами і забезпечує задовільну якість оранки.



Рисунок 3 – Трактор ХТЗ-280Т в агрегаті з плугом ПН-8-35

Одержані при дослідженнях численні показники по надійності окремих вузлів і агрегатів трактора, їх конструктивної досконалості, показники якості при оранці передані заводу, як дані для подальшого вдосконаленні окремих вузлів та доробки трактора в цілому.

В весняний період 2015 року дослідження трактора ХТЗ-280Т будуть продовжені в напрямку визначення можливості агрегування трактора з різними посівними та ґрунтообробними машинами.

Висновки

Харківським тракторним заводом створено перший в Україні універсальний колісно-гусеничний трактор, який може знайти використання в значній кількості господарств (65-75%), саме через свою універсальність.

Дослідження проведені співробітниками кафедри ОТС ННІ МСМ разом з спеціалістами ХТЗ в осінній період 2014 року показали можливість агрегування трактора з серійними плугами ПН-8-35 та ПЛН-5-35, забезпечуючи при цьому задовільну якість оранки.

Одержані при дослідженнях показники по надійності окремих вузлів трактора, їх конструктивній досконалості є матеріалом для заводу для подальшого вдосконалення трактора ХТЗ-280Т.

Список використаних джерел

1. Аналіз результатів досліджень машиновикористання в землеробстві

- різного технологічного рівня в Лісостеповій зоні / Ю.І.Ковтун, С.О.Харченко, М.О.Циганенко, О.І.Анікеєв та інші. Вісник Харківського національного державного технічного університету ім. П. Василенка. Вип. 124. Т.1. – Харків: ХНТУСГ, 2012. – с. 5-13.
2. Результати досліджень машиновикористання в землеробстві Степу в залежності від технологічних рівнів господарств. / Ю.І.Ковтун, О.Д.Каложний, В.В.Качанов, О.І.Анікеєв, Г.В.Фесенко та інш. Вісник Харківського національного державного технічного університету ім. П. Василенка. Вип. 124. Т.1. – Харків: ХНТУСГ, 2012. – с. 19-27.
 3. Ковтун Ю.І. Методологія оцінки господарств за рівня технологій і ресурсів. Матеріали II Всеукраїнської науково-практичної інженерної конференції «Ринкова трансформація економіки, стан, проблеми, перспективи» Т.2. – Харків: ХНТУСГ, 2011, с. 6-9.
 4. Техніка сільськогосподарська. Методи визначення умов випробування. КМД – 46. 16. 02. 08 – 95.
 5. Техніка сільськогосподарська. Методи експлуатаційно-технологічної оцінки. ГОСТ 24055 – М. – 1988.
 6. РД.10.4.1 – 89. Випробування с/г техніки. Машини і знаряддя для глибокого обробітку ґрунту. Програма і методи випробування. – Дослідницьке – 1981.

Аннотація

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УНИВЕРСАЛЬНОГО КОЛЕСНО-ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-280Т

С.А.Харченко, Н.М.Кириенко, М.А.Цыганенко, В.В.Качанов, В.Н.Рулёв

В статье представлены результаты исследований работы первого украинского универсального колесно-гусеничного трактора ХТЗ-280Т.

Abstract

RESEARCH OF WORK OF UNIVERSAL WHEELED-CATERPILLAR TRACTOR HTZ-280T

S. Kharchenko, N. Kirienko, M. Tsyganenko, V. Kachanov, V. Rulev

The results of researches of work of the first Ukrainian universal wheeled-caterpillar tractor of HTZ-280T are presented in the article.

МЕТОДИКА ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ВРОЖАЮ ПРИ ЗБИРАННІ КОРЕНЕПЛОДІВ

**Харченко С.О., Анікєєв О.І. к-ти т.н., доц-ти,
Качанов В.В., Красноруцький О.М., інженери**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

В статті представлені результати досліджень по скороченню втрат при збиранні врожаю коренеплодів.

Проблема та стан питання. Як відомо вирощування цукрових буряків та інших коренеплодів (моркви, столових буряків) потребує значних витрат праці. Досить трудозатратною операцією є і збирання врожаю. Проблемою при збиранні особливо цукрових буряків є забезпечення повноти збирання, так як в період збирання умови роботи коренезбиральних машин дуже різноманітні і досить складні. Початок збирання – кінець серпня, початок вересня, як правило характеризується високою твердістю ґрунту яка досягає іноді 10,0 МПа, тоді як оптимальною твердістю для більшості коренезбиральних машин є 2,0 МПа. Пізніше, коли продовжується збирання врожаю коренеплодів (кінець жовтня, листопад) наступають інші складності: це значна вологість ґрунту при низькій твердості, що викликає складності в очищенні коренеплодів від ґрунту. Так як складності при збиранні мають місце для збирання всіх коренеплодів, але враховуючи в рази більші площі під цукровими буряками, то в статті приділено увагу в основному втратам при збиранні цукрових буряків.

Відтепер в господарствах різних форм власності для збирання цукрових, а також і столових використовуються як вітчизняні так і досить широко розповсюдженні зарубіжні машини (табл. 1). Це технічно досконалі високопродуктивні машини, які по своїм технічним характеристикам можуть забезпечувати збирання врожаю без втрат. Але при роботі в умовах господарств в різних зонах вирощування цукрових буряків спостерігаються значні втрати врожаю, як при збиранні вітчизняними машинами, так і в рівній мірі зарубіжними. Як відмічають дослідники роботи зарубіжних машин [1,2,3,4] ці втрати досить значні. Так при збиранні комбайном Holmer [3] ці втрати складають 10 %, при застосуванні «EuroTiger» та Rora ці втрати сягають 6-7%. Власні дослідження [6] які проводились в Золочівському районі Харківської області, в двох цукросіючих господарствах показали, що втрати при збиранні зарубіжними комбайнами MareauLectraV2 сягали в одному господарстві 19 %, при біологічній врожайності 654 ц/га, а в другому 17 % при врожайності 478 ц/га. Як показав аналіз причин таких значних втрат було те, що твердість ґрунту в той період сягає – 6-7 МПа, а це не було враховано. Як відмічали різні дослідники [1,2,3,4] причиною значних втрат саме не врахування стану поля, не у повній мірі підготовки збиральних машин.

Таблиця 1 – Перелік вітчизняних та зарубіжних машин, які використовуються в господарствах різних форм господарювання України.

№ п/п	Найменування с/г машин	Марка с/г машин	Де виробляється
1	2	3	4
1	Машина коренезбиральна самохідна	КС-6Б КС-6Б-01 КС-6Б-02	Україна
2	Універсальна к коренезбиральна машина	РКМ-6	Україна
3	Коренезбиральна самохідна машина	МКК-6	Україна
4	Машина гичкозбиральна	МГ-6	Україна
5	Машина гичкозбиральна причіпна	МБП-6	Україна
6	Машина гичкозбиральна	БМ-6Б	Україна
7	Комбайн бурякозбиральний навісний	КСМ-6-2W	Україна
8	Комбайн самохідний бурякозбиральний	КСб-6Б-10	Україна
9	Комбайн самохідний бункерний	HolmerTerraDos T2	Німеччина
10	Комбайн самохідний бурякозбиральний	SF-10 SF-20 SF-40	Німеччина
11	Комбайн самохідний бункерний	RopaevroTiger	Франція
12	Комбайн бурякозбиральний	Matrot M 41	Франція
13	Комбайн бурякозбиральний	Mazeau GR	Франція
14	Комбайн самохідний бункерний	MareauLectra V2	Франція
16	Комбайн самохідний бункерний	Maxtron-620	Франція
17	Комбайн самохідний бункерний	Vervalet-620	Франція

Результати дослідження. Як показав детальний аналіз значних втрат врожаю при збиранні цукрових буряків, основними причинами було те, що не врахували стан ґрунту, і не проводились відповідні до цього агротехнічні заходи, а також технологічні регулювання збиральних машин.

Для недопущення підвищення втрат та зниження тих, які мають уже місце мається методика, яка передбачає такі дії:

1. Визначення показників які характеризують стан ґрунту (твердість) поля, врожайність коренеплодів і гички (при необхідності) середній діаметр коренеплода.

2. Відповідно до визначення показників проводяться технологічні регулювання вітчизняних машин і ці дані є вихідними для вибору тієї чи іншої програми на пульті управління бортового комп'ютера для зарубіжних комбайнів.

Для вітчизняних машин твердість ґрунту є вихідним показником для вибору виконуючих робочих органів: при твердості до 2,0-3,0 МПа можливо застосовувати вильчасті копачі, при вищій - працездатними є дискові копачі. Крім того при твердості 5,0-6,0 МПа для запобігання втрат на викопуючу рамку встановлюються додаткові ваги до 200 кг.

Діаметр коренеплоду є вихідним показником для проведення технологічних регулювальних вітчизняних машин (табл. 2, табл. 3).

Таблиця 2 – Параметри технологічних регулювань коренезбиральних машин РКС-6, МКК-6 в залежності від діаметра коренеплоду.

Показники	Значення показників, мм			
	Діаметри коренеплодів, мм			
	40-59	60-79	80-99	100 і більше
Глибина ходу вилок в ґрунті	50-59	60-79	80-99	100-120
Зазор між кронштейном вилки і дисками коренезабірника	18-19	20-21	22-23	24-26
Відстань між суміжними вильчастими копачами	450±5	450±5	450±5	450±5
Відстань «а» між пір'ями суміжних копір-водіїв	70-89	90-109	110-129	130-150
Глибина ходу копір-водіїв	30	30	30	30

Таблиця 3 – Параметри технологічних регулювань коренезбиральних машин КС-6 (КС-6Б) в залежності від діаметра коренеплоду.

Показники	Значення показників, мм			
	Діаметри коренеплодів, мм			
	40-59	60-79	80-99	100 і більше
Зазор між викопуючими дисками в нижній точці найменшого їх сходження	30	35	40	46
Глибина ходу дисків в ґрунті	60-69	70-79	80-89	90-100
Відстань між поверхнею барабану першого шнеку очищувача і кромкою викопуючого диску	75	75	80	85
Відстань між пір'ями суміжних копір-розпушувачів автомату водіння	70-89	90-109	110-129	130-150
Глибина ходу копір-розпушувачів	30	30	30	30

Визначення вказаних показників проводиться на залікових ділянках кожного поля, які розміщуються по діагоналі поля через 25-30 м. В кожній заліковій ділянці виділяється рядок довжиною 1 м. На цьому рядку викопуються всі коренеплоди, очищуються від ґрунту, на них одрізається гичка і коренеплоди зважуються, а потім заміряється діаметр по найтовшій частині коренеплоду. Середня вага коренеплодів з залікових рядків перераховується на площу 1 га і є біологічною врожайністю. Середній діаметр, як відмічалось вище є вихідним показником для технологічних регулювань.

Крім того на кожній заліковій ділянці в зоні рядка проводиться виміри твердості ґрунту і визначається їх середня величина.

Для визначення перелічених показників необхідне просте обладнання: лопата, ніж, ваги. Для визначення діаметра коренеплоду можна застосовувати штангель циркуль або спеціальний шаблон (рис. 1 [7]).

Визначення твердості ґрунту проводиться або з застосуванням твердоміра А і Д (рис.2 [7]) ,або аргоноліптичним методом за допомогою металевого штиря діаметром 10 мм. (табл. 4).

При застосуванні вказаної методики, навіть при самих складних ґрунтових умовах збирання, є можливість проводити збирання з мінімальними втратами, як при збиранні вітчизняними так і зарубіжними машинами.

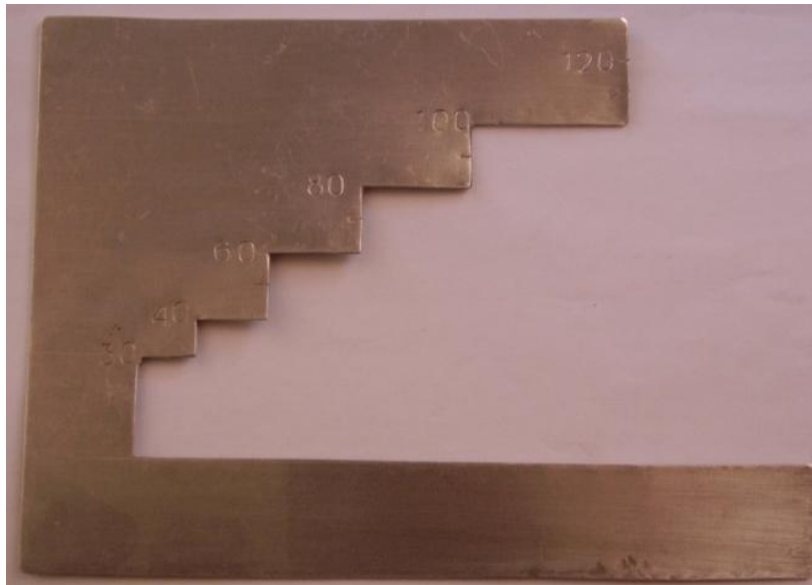


Рис. 1 – Шаблон для визначення діаметру коренеплоду

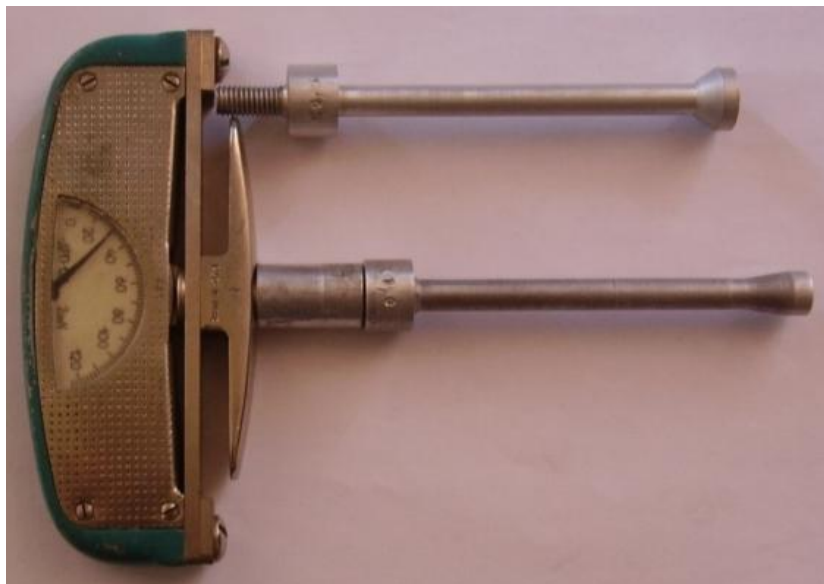


Рис. 2 – Твердомір А І Д з різними плунжерами

Таблиця 4 – Визначення твердості ґрунту органолептичним методом за допомогою металевого штиря діаметром 1 см.

Зусилля людини	Ступінь твердості	Межі величин, МПа (кг/см ²)
Натиском кисті руки штирь входить в ґрунт легко	Мала	до 2 (20)
Потрібне зусилля всієї руки, щоб ввести штирь в ґрунт	Середня	2...4 (20...40)
Потрібне значне зусилля ліктевоплечевих м'язів для введення штиря в ґрунт	Висока	4,5...5 (45...50) і більше

Висновки.

1. Для збирання врожаю цукрових буряків застосовується в рівні мірі досить досконалі, як вітчизняні так і зарубіжні машини.
2. При збиранні врожаю в господарчих умовах спостерігаються значні

втрати коренеплодів як вітчизняними так і зарубіжними машинами які досягають 10-18%, при допустимих 1...3%.

3. Основною причиною таких витрат є неврахування стану ґрунту та стану культури і не проведення відповідних технологічних регулювань.

4. Методика, яка передбачає визначення показників стану ґрунту і культур, і відповідні цим показникам технологічні регулювання збиральних машин, дозволяє уникнути значних втрат при збиранні врожаю.

Список використаних джерел

1. Тырнов Ю.А. и др. Оценка работы свеклоуборочных комбайнов Holmer Terra Dos Механизация и электрификация сельского хозяйства. М.: - № 8, 2012 – 35-37 с.
2. Зарубіжні комбайни без позолоти – К.: - Обладнання та техніка для села: ринок, пропозиція, практика використання: №12, 2002 – 31-39 с.
3. Никитин А.Ф. и др. Режим работы свеклоуборочного комбайна Holmer и показатели качества уборки. М.: - Техника в сельском хозяйстве. - № 4. 2010. – 33-35 с.
4. Випробування бурякозбиральних машин. К.: Пропозиція нова. - № 2, 2012 – 110-113 с.
5. Ткаченко. А.П. Комбайн бурякозбиральний самохідний EuroTieger. К.: Новини агротехніки. - № 2, 2011. – 24-6 с.
6. Ковтун Ю.І., Харченко С.А. та інші. Аналіз результатів досліджень машиновикористання в землеробстві господарств різного технологічного рівня у Лісостеповій зоні. – Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Вип 107 т. 1 – Харків ХНТУСГ, 2012-с. 5-12.
7. Тишанов Н.П. и др. Техническиесредства для регулировки и настройки сельскохозяйственных машин. Тамбов. – 1991. – 75 с.

Аннотация

МЕТОДИКА УМЕНЬШЕНИЯ ПОТЕРЬ УРОЖАЯ ПРИ УБОРКЕ КОРНЕПЛОДОВ

Харченко С.А., Аникеев А.И., Красноруцкий А.Н., Качанов В.В.

В статье представлены результаты исследований по сокращению потерь при уборке урожая корнеплода.

Abstract

THE METHOD OF LOSSES REDUCING IN ROOT CROPS GATHERING

S. Kharcenko, A. Anikeev, A. Krasnorutskiy, V. Kachanov

The article presents the results of research to reduce losses during harvesting root crops.

ПІДВИЩЕННЯ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ВИКОНАННЯ ГРУНТООБРОБНИХ РОБІТ НАЧІПНИМИ АГРЕГАТАМИ

**Харченко С.О. к.т.н., доц., Качанов В.В., Тіщенко І.С.,
Сировицький К.Г., інженери**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Гриненко О.А., головний конструктор

ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі»

Фесенко Г.В., к.т.н., доц.

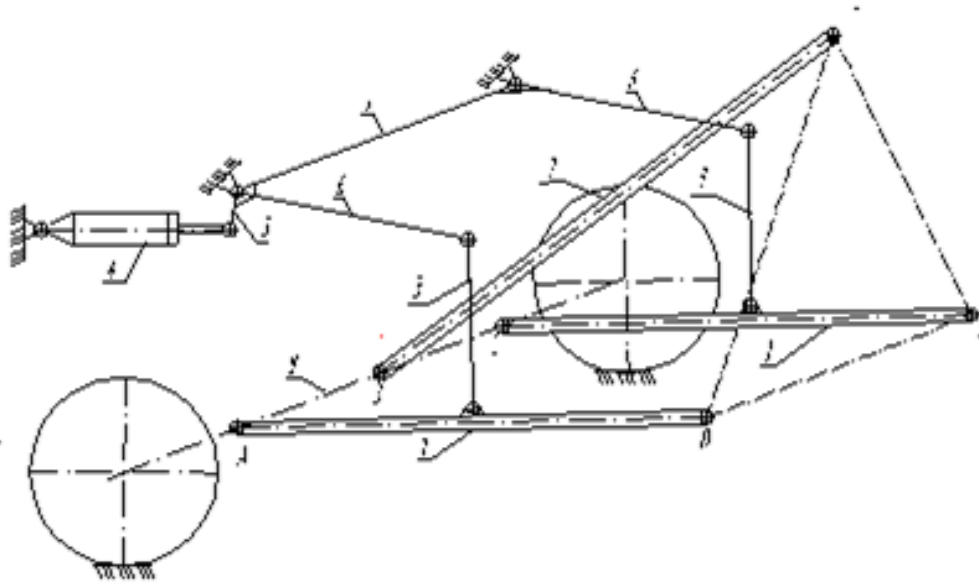
Луганський національний аграрний університет

Розглянуто питання впливу начіпних систем трактора на якісні показники ґрунтообробних робіт. В результаті проведеного аналізу і дослідницьких робіт виявлені переваги начіпної системи трактора, в якій передні шарніри тяг начіпки і вісь задніх коліс трактора розташовані на одній лінії.

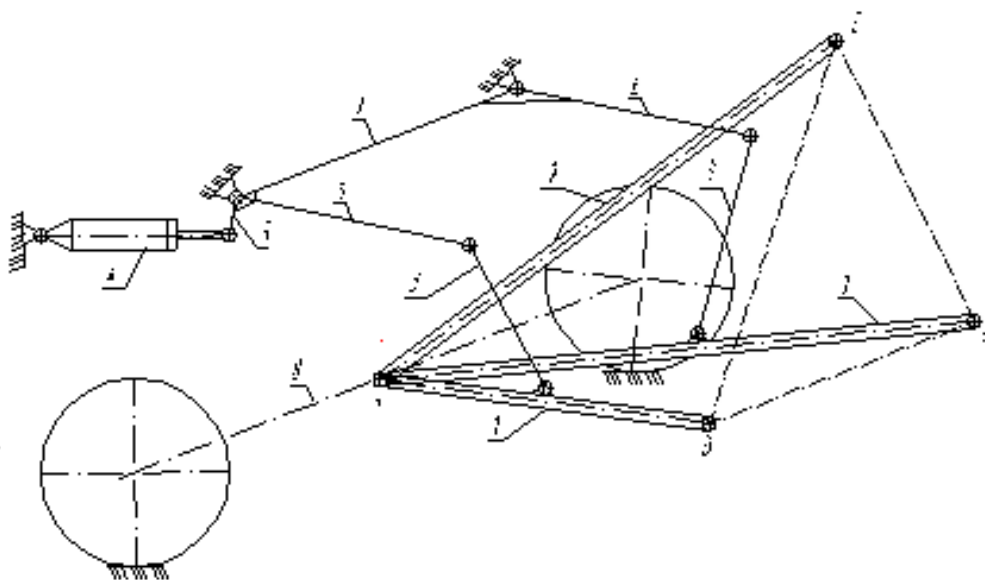
Актуальність теми. Ґрунтообробні роботи, до яких в першу чергу відноситься основний обробіток ґрунту, являються регулятором агрофізичних біологічних і агрохімічних процесів, що забезпечує підвищення врожайності сільськогосподарських культур. При цьому ефективність ґрунтообробних робіт тісно пов'язане з якісними показниками їх виконання, зокрема з дотриманням заданої глибини обробітку ґрунту в межах, допустимих агротехнічними умовами. Питаннями підвищення ефективності роботи ґрунтообробних агрегатів в різний час займались Болтінський В.М., Гуськов В.В., Дубровін В.О., Кальбус Г.Л., Ксєневич І.П., Чудаков Д.А., Погорілий Л.В. та інші науковці, які внесли значний вклад в розвиток машиновикористання в землеробстві. Вмісті з цим аналіз результатів використання сучасних начіпних сільськогосподарських агрегатів показав, що виконання ними ґрунтообробних робіт відбувається із значними відхиленнями від агротехнічних умов, зокрема при виконанні основного обробітку ґрунту трактором ХТЗ-16131 в агрегаті з плугом ПЛН-5-35 на полі з нерівним рельєфом відхилення від заданої глибини досягає ± 5 см при допустимому відхиленні ± 2 см. Причиною цьому, як виявилось, є сприймання начіпним довго базовим знаряддям повздовжніх коливних рухів трактора через його начіпку, спричинюючи тим самим зміну положення робочих органів у вертикальній площині, що призводить в цілому до погіршення якісних показників роботи ґрунтообробного агрегату [1,2]. Подібні дослідження були проведені в 2010-2014р. з лемішно-дисковим культиватором КЛД-3,0 на базі тракторів Т-150К і ХТЗ-170 із серійною начіпкою, які показали поряд із підвищеними експлуатаційно-технологічними

показниками в порівнянні з орним агрегатом в складі Т-150К і плуга ПЛН-5-35, нестійкий хід робочих органів на заданій глибині [3].

Підвищити якісні показники виконання начіпними агрегатами ґрунтообробних робіт можливо за рахунок удосконалення системи приєднання начіпного знаряддя до трактора [4]. Для цього вісі симетрії передніх шарнірів центральної і нижніх тяг начіпки необхідно сумістити з віссю задніх коліс трактора (рис.1), закріпивши їх шарнірно на кожусі його заднього моста.



а



б

Рисунок 1 – Схема удосконаленої начіпної системи колісного трактора для виконання ґрунтообробних робіт: 1 – нижні тяги начіпки; 2 – центральна тяга; 3 – розкоси; 4 – гідроциліндр; 5 – важіль штока гідроциліндра; 6 – важелі підйому знаряддя; 7- верхня вісь начіпки; 8 – вісь симетрії задніх коліс трактора. а – схема для агрегатів з короткобазовими начіпними знаряддями; б – схема для агрегатів з довгобазовими начіпними знаряддями.

Кінематичний аналіз ґрунтообробного агрегату з удосконаленою начіпкою показав, що під час роботи на полі з нерівним рельєфом повздовжні коливні рухи трактора не будуть передатись на начіпне знаряддя, що забезпечить стійкість його робочих органів на заданій глибині (рис.2).

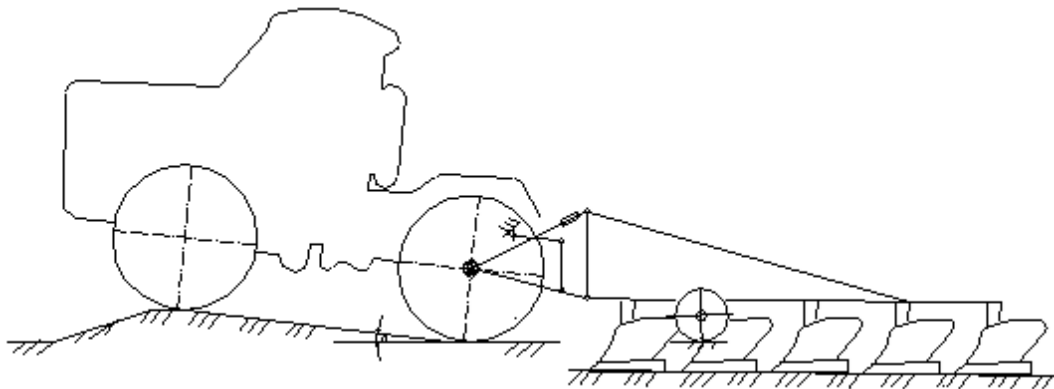


Рисунок 2 – Схема ґрунтообробного агрегату з удосконаленою начіпкою на полі з нерівним рельєфом

Для проведення польових досліджень був скомплектований начіпний агрегат в складі трактора ХТЗ-200 і лемішно-дискового культиватора КЛД-3,0. Дослідження роботи ґрунтообробного агрегату проводили в НДП «Мерчанське» ХНТУСГ ім. Петра Василенка на взлушеному полі після збирання зернових колосових в порівняльному режимі. На першому етапі провели дослідження ґрунтообробного агрегату із серійною трьох точковою начіпною системою по відхиленню від заданої глибини робочих органів культиватора КЛД-3,0, загальний вигляд якого показано на рис.3.



Рисунок 3 – Ґрунтообробний агрегат із серійною начіпною системою на базі трактора ХТЗ-200 і культиватора КЛД-3,0.

Після цього серійну центральну тягу замінили на експериментальну, подовжену до 110 см, передній шарнір якої закріпили на нижній вісі начіпки трактора і провели відповідні дослідження по відхиленню робочих органів культиватора від заданої глибини (рис.4).



Рисунок 4 – Грунтообробний агрегат із експериментальною начіпною системою на базі трактора ХТЗ-200 і культиватора КЛД-3,0.

Під час досліджень глибину ходу робочих органів культиватора КЛД-3,0 заміряли після проходження його лемешів шляхом занурення масштабної лінійки до твердого ложе і відліком на ній на рівні поверхні ґрунту відповідного показника з точністю до 0,5 см, в 10 місцях по довжині гону (рис.5).



Рисунок 5 – Визначення глибини ходу культиватора КЛД-3,0 в складі ґрунтообробного агрегату на базі трактора ХТЗ-200.

Результати замірів заносили у таблицю 1.

Таблиця 1 – Результати досліджень глибини ходу лемешів культиватора КЛД-3,0 в складі ґрунтообробного агрегату на базі трактора ХТЗ-200

Ґрунтообробний агрегат із серійною начіпною системою		Ґрунтообробний агрегат із експериментальною начіпною системою	
Повторність	Глибина ходу лемешів культиватора, см	Повторність	Глибина ходу лемешів культиватора, см
1	2	3	4
1	18,0	1	19,5
2	16,5	2	18,0
3	19,5	3	21,5
4	20,0	4	19,0
5	23,5	5	19,5
6	17,5	6	20,0
7	19,5	7	19,0
8	17,5	8	21,5
9	18,0	9	18,5
10	20,5	10	20,0

Обробка експериментальних даних проводилась методом математичної статистики з визначенням середніх величин і середньоквадратичного відхилення ($\pm\sigma$). Результати польових досліджень роботи культиватора КЛД-3,0 в агрегаті з трактором ХТЗ-200 представлені у вигляді таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати експериментальних досліджень ґрунтообробного агрегату на базі трактора ХТЗ-200 з начіпним культиватором КЛД-3,0

Показники	Одиниці виміру	Значення показників	
		Вид ґрунтообробного агрегату	
		Агрегат з серійною начіпкою	Агрегат із експериментальною начіпкою
1 Швидкість руху орного агрегату	км/год	6,0	6,5
2. Глибина обробітку ґрунту	см	19,1	19,6
3. Середнє квадратичне відхилення від заданої глибини обробітку, $\pm\sigma$	\pm см	2,9	1,1

Висновок

В результаті проведених польових досліджень на полі з нерівним рельєфом виявлено, що середнє квадратичне відхилення робочих органів культиватора КЛД-3,0, приєднаного до трактора ХТЗ-200 через експериментальну начіпну систему, знизилось в порівнянні із тим же культиватором, приєднаним до трактора через серійну начіпку, до 1,1 см., що не виходить за межі агротехнічних умов. При цьому середня глибина обробітку ґрунту агрегатом суттєво не змінилась.

Список використаних джерел

1. Огрызков Е.П., Огрызков В.Е., Огрызков П.В. Агрокинематический анализ навесных систем агрегатов «трактор – плуг» / Е.П. Огрызков, В.Е.

- Огрызков, П.В. Огрызков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. - №12. – С. 15 – 19.
2. Пастухов В.І., Фесенко Г.В., Скофенко С.М., Міленін А.М. Аналіз конструктивних схем агрегування засобів механізації для обробітку ґрунту. Вісник ХНТУСГ, Технічні науки. Т.1, Харків, 2013. Вип.135.-с.69-74.
 3. Гриненко О., Качанов В., Макаренко М., Харченко С. Перед сівбою в сухий ґрунт // Механізація в АПК. – 2012.- №4. – С. 51-55.
 4. Патент України № 86534. Сільськогосподарський агрегат / Пастухов В.І., Фесенко Г.В., Шаповалов Ю.К., Скофенко С.М. – Опубл. 27.04.2009. Бюл. №8.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫПОЛНЕНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ РАБОТ НАВЕСНЫМИ АГРЕГАТАМИ

Харченко С.О., Качанов В.В., Тищенко И.С.,
Сыровицкий К.Г., Гриненко О.А. Фесенко Г.В.

Рассмотрен вопрос влияния навесных систем трактора на качественные показатели почвообрабатывающих работ. В результате проведенного анализа и исследовательских работ выявлены преимущества навесной системы трактора, в которой передние шарниры тяг навески и ось задних колес трактора расположены на одной линии.

Abstract

INCREASE OF QUALITY INDEXES OF IMPLEMENTATION OF GROUND WORKS AGGREGATES

S. Kharchenko, V. Kachanov, I. Tischenko,
K. Sirovitskiy, O. Grinenko, G. Fesenko

The question of influence of the systems of tractor is considered on the quality indexes of works. As a result of the conducted analysis and research works of advantage of the system of tractor, in that the front hinges of tractions of hinge-plate and axis of back wheels of tractor are located on one line.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВІТРОПРОНИКНОЇ РОЗШАРУЮЧОЇ ПОВЕРХНІ РОЗРОБЛЕНОГО ПНЕВМОСЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ЗЕРНОВИХ СЕПАРАТОРІВ

Харченко С.О., к.т.н., доц., Борщ Ю.П., інженер,
Сліпченко М.В., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

В статті визначені методи і представлені результати експериментальних досліджень щодо визначення діапазонів варіювання параметрів процесу пневмосепарації зернових сумішей

Постановка проблеми. Пневмосепаруючі канали комплексних барабанних сепараторів типу КБС [1] призначені для очищення зернових сумішей у повітряному потоці від легких домішок. Подальше збільшення продуктивності сепараторів призводить до зниження якості очищення зернових сумішей та повторності пропусків, що в свою чергу веде до підвищення експлуатаційних витрат. Тому є необхідність інтенсифікації процесу очищення зернових сумішей (ЗС) від легких домішок з удосконалення пневмосепаруючих каналів та пневмосепараторів. Розділення компонентів ЗС повітряним потоком ґрунтується на відмінностях аеродинамічних властивостей компонентів насінневої суміші (парусності, розмірів, маси, стану і формі поверхні та ін.). Відділення легких домішок на початковому етапі розвантажує решітні блоки та підвищує ефективність сепараторів. Поставлене завдання вирішується шляхом встановлення повітропроникного розшаруючого пристрою, який забезпечує попереднє розшарування потоку ЗС [2]. Так після пристрою у верхній частині шару знаходяться більшість легких домішок, а у нижньому зерно основної культури. Такий шар ЗС значно ефективніше розділюється у подальшому вертикальному пневмоканалі зернових сепараторів.

Одержані результати теоретичних досліджень [3-5] у виді рівнянь динаміки псевдозрідженої ЗС на повітропроникному розшаруючому пристрої пневмоканалу потребують експериментальне визначення та уточнення деяких параметрів, підтвердження розроблених положень.

Мета роботи: визначення діапазонів варіювання параметрів розробленого пневмосепаруючого пристрою зернових сепараторів.

Основний матеріал.

Для підвищення ефективності процесу очищення ЗС пропонується розшаруючий повітропроникний пристрій (рис.1). Для цього в аспіраційній камері серійного сепаратора КБС [1], а саме у пневмосепаруючому пристрої, встановлено скатну поверхню 6 та повітропроникну поверхню 7. При проходженні повітряного потоку через зернову суміш, яка рухається по

поверхні 7, частинки легких домішок перерозподіляються у верхні підшари. Таким чином, у вертикальний пневмосепаруючий канал 1 надходить двошарова зернова суміш, в якій зверху знаходяться легкі домішки. При розділенні у пневмосепаруючому каналі легкі домішки виносяться з зернової суміші та осаджуються у пилоосаджувачі 5.

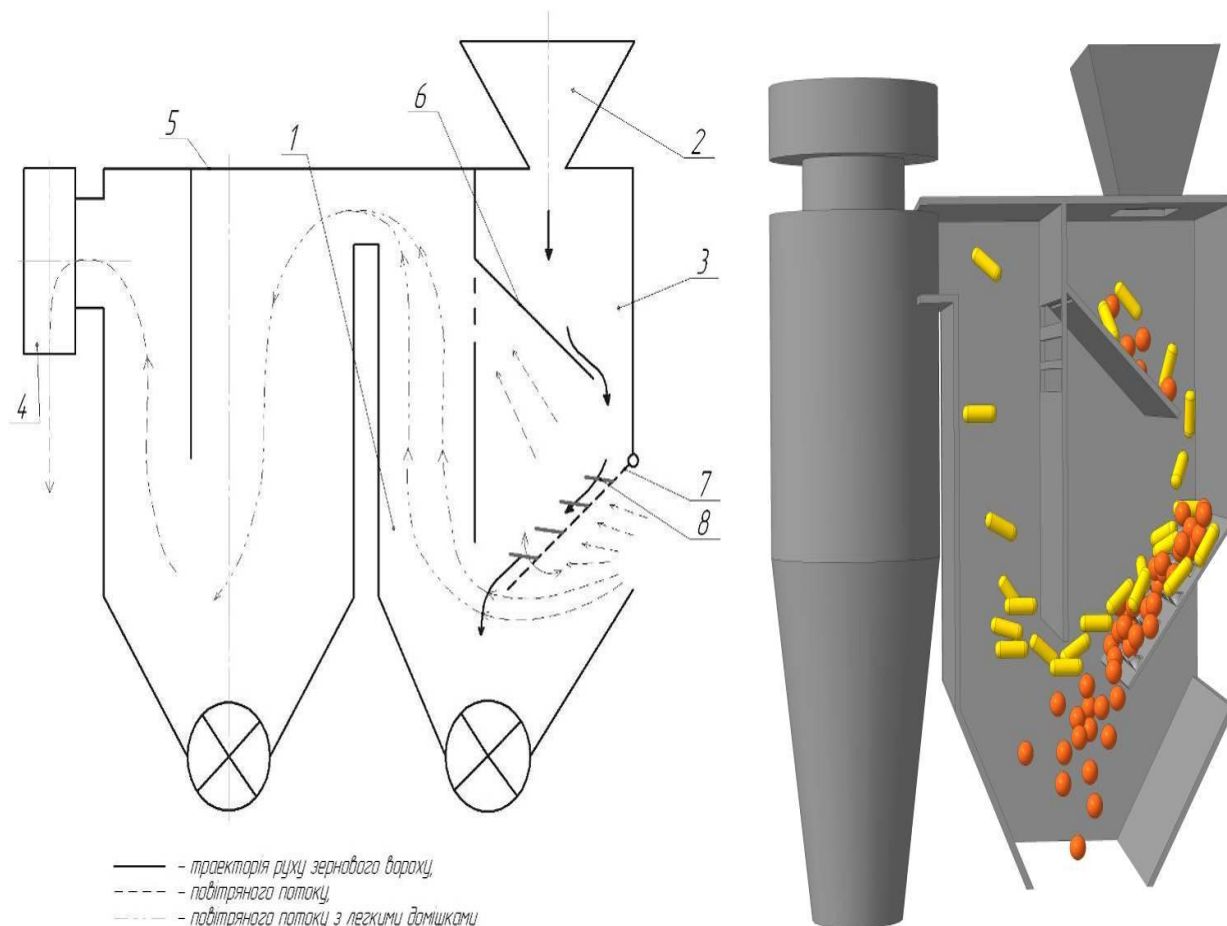


Рис.1. Пневмосепаруючий пристрій: 1 – пневмосепаруючий канал; 2 – завантажувальний бункер; 3 – накопичувальна камера; 4 – вентилятор; 5 – пилоосаджувальна камера; 6 – скатна поверхня; 7- повітропроникна поверхня; 8 – розпушувачі

Для визначення параметрів процесу сепарації зернових сумішей за аеродинамічними властивостями у пневмосепаруючому пристрої розроблена установка (рис.2). Дослідження проведені в лабораторії кафедри оптимізації технологічних систем імені Т.П. Євсюкова ХНТУСГ.

Установка складається з джерела повітря – вентилятор 1, що всмоктує, пневмосепаруючого каналу 2, завантажувального бункеру 3 з заслінкою 4, повітропроникної поверхні 5, розшаруючого пристрою 6, блоку приймачів 7, регулятора повітряного потоку 8, фільтру 9.

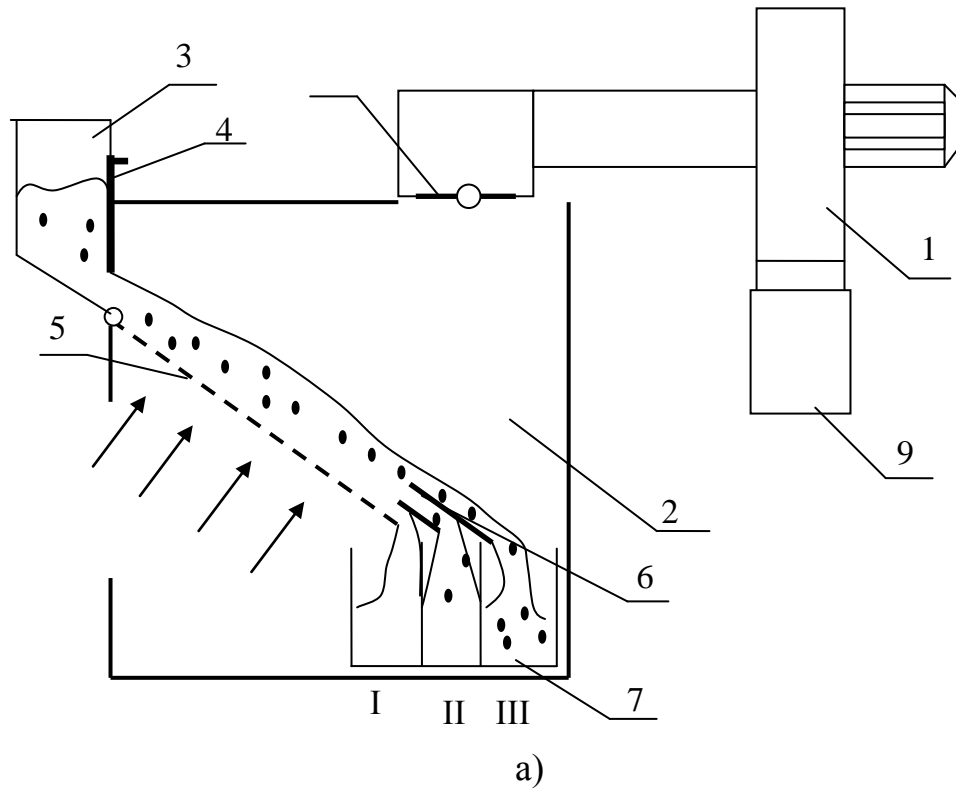


Рис.2 – Лабораторна установка для визначення параметрів повітропроникної поверхні:
 а) - схема; б) – загальний вигляд

Лабораторна установка працює наступним чином. Підготовлена ЗС певної ваги (навіска) засипається до завантажувального бункера 3. Включається вентилятор 1, який всмоктує повітря від повітрозаборних вікон через повітропроникну поверхню 5. За допомогою заслінки 4 регулюється подача (завантаження) зернової суміші на повітропроникну поверхню.

Шар зернової суміші певної висоти рухається по повітропроникній поверхні 5. Перпендикулярно до напрямку руху шару зернової суміші пронизується повітряним потоком, який проходить через отвори поверхні. Швидкість повітряного потоку над повітропроникною поверхнею регулюється за допомогою заслінки 8. За рахунок повітряного потоку частинки легких домішок перерозподіляються у шарі і направляються до верхніх підшарів.

Одним з основних параметрів, що впливають на ефективність розділення ЗС у вертикальному повітряному потоку, є початкова швидкість вводу зернового матеріалу. До того швидкість руху ЗС по повітропроникній поверхні (рис.2, поз.5) буде безпосередньо впливати на швидкість ефективності розшарування на розробленому пристрої. Урахування кута нахилу поверхні, і як наслідок питомого завантаження пневмоканалу є актуальним завданням щодо підвищення ефективності пневмосепаруючих пристроїв.

Величина w_0 залежить від висоти h (рис.3) вільного падіння зерна на скатну поверхню, шляху s руху зерна по ній, кута нахилу φ площини до горизонту і коефіцієнту тертя f зерна по матеріалу скатної поверхні.

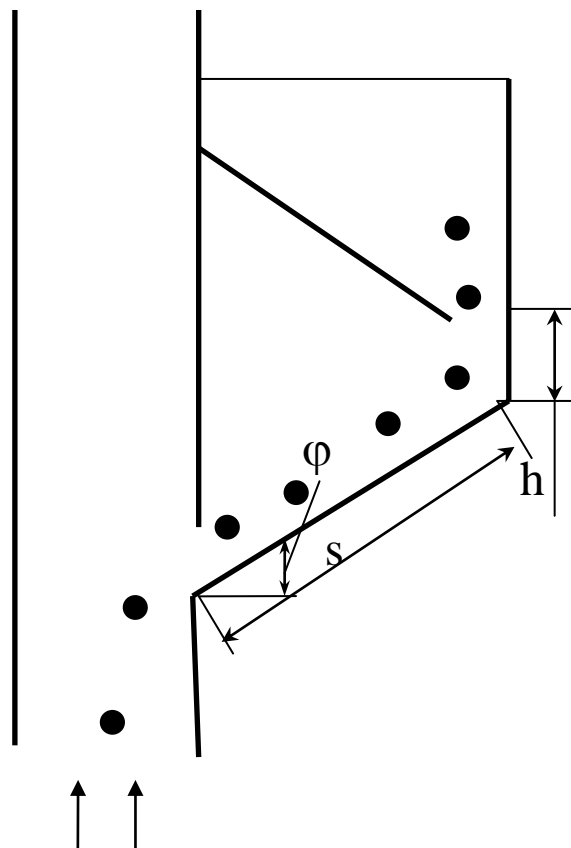


Рис.3 - Схема подачі зернової суміші у вертикальний пневмосепаруючий канал

Тоді, початкова швидкість w_0 дорівнює:

$$w_0 = \sqrt{2gs(\sin\varphi - f \cos\varphi) + v_0^2}, \quad (1)$$

де: $v_0 = \sin\varphi\sqrt{2gh}$.

Висоту вільного падіння зерна та довжину поверхні обрано виходячи з особливостей конструкції аспіраційної системи серійних сепараторів КБС та прийнято $h=0,05\dots0,15$ м (табл.1).

Слід зауважити, що збільшення довжини поверхні позитивно впливає на процес розшарування ЗС. Але при цьому збільшується металоємність (за рахунок збільшення габаритних розмірів) та енергоємність пневмосепаруючого пристрою (за рахунок збільшення об'єму повітря що проникає через поверхню). Тому виходячи з габаритних розмірів серійних сепараторів приймаємо $s=0,3\dots0,5$ м.

Аналізом існуючих конструкцій живильних пристроїв повітряних та повітряно-ситових сепараторів [6-10], визначено що кут нахилу скатної поверхні перед входом до вертикального каналу обрано 45^0 (сепаратори ПОП-5, ПДП-10 та інші) та 37^0 (ЗС-3, ЗС-5, ЗПС-10, ЗА-40 та інші). Але слід зауважити, що збільшення кута нахилу скатної поверхні веде до збільшення швидкості руху зернового матеріалу по поверхні. Для проведення досліджень приймаємо діапазон варіювання куту нахилу $34\dots45^0$ (табл.1).

Коефіцієнт тертя зернового матеріалу по сталі для різних культур приймаємо $f=0,5$ [11].

Таблиця 1 - Параметри скатної поверхні

Висота вільного падіння зерна h , м	Шлях (довжина поверхні) s , м	Середній кут нахилу поверхні φ , град	коефіцієнту тертя f зерна по поверхні	швидкість руху ЗС w_0 , м/с
0,1	0,4	40	0,5	1,7

Використавши (1) та вихідні данні (табл.1) середня швидкість руху ЗС дорівнює $w_0=1,7$ м/с.

Визначив швидкість руху частинок ЗС по поверхні встановлюємо продуктивність пневмосепаруючого пристрою за формулою:

$$Q = 3,6 A \rho w_0 k, \quad (2)$$

де: A – площа поперечного перетину шару ЗС,

$$A = a v,$$

де: a – довжина серійної конструкції пневмосепаруючого каналу сепаратору КБС $a=1,59$ м,

v – товщина шару зернового матеріалу, м;

ρ – щільність зернового матеріалу (табл.2);

w_0 – швидкість руху зернового матеріалу, м/с,

k – коефіцієнт, що ураховує опір руху рифлями та дію повітряного потоку на повітропроникній поверхні, $k=0,8$.

Щільність зернового матеріалу відрізняється в залежності від культури, сорту, природно-кліматичних умов та агротехнологій. Для досліджень приймаємо самі розповсюджені с.г. культури, які вирощуються на Україні [12] (табл.2).

Таблиця 2 – Насипна щільність с.г. культур (кг/м³)

Культура	Мінімальна	Максимальна
соняшник	260	440
кукурудза	600	820
пшениця	750	850
ячмінь	600	750

Результати продуктивності пневмосепаруючого каналу при різній товщині шару представлені на рис.4.

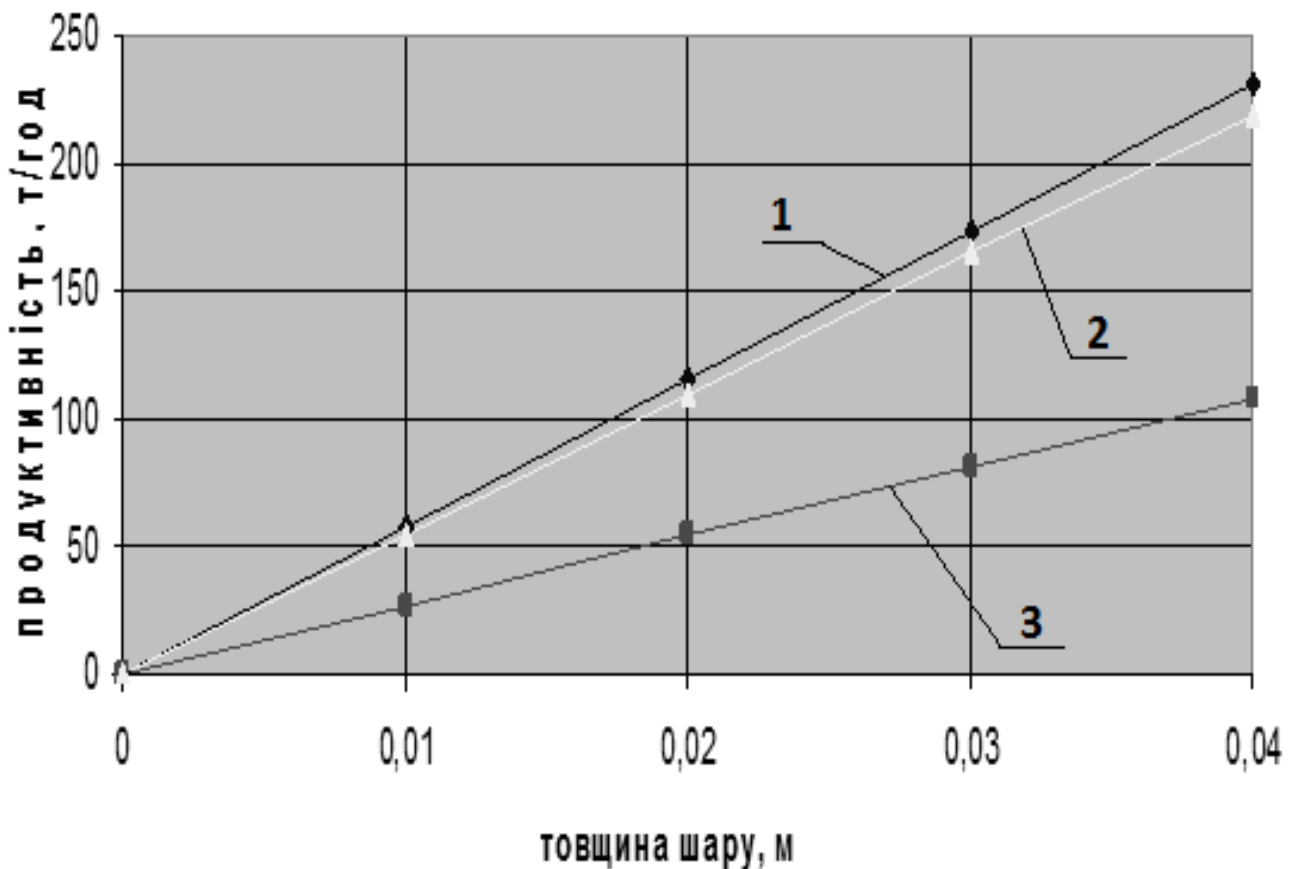


Рис. 4 – Залежність продуктивності пневмосепаруючого пристрою від товщини шару зернового матеріалу: 1- пшениця, 2 - кукурудза, 3 - соняшник

Для зручності проведення досліджень на корпусі нанесена шкала (рис.5) та встановлено механізм регулювання нахилу повітропроникної поверхні.

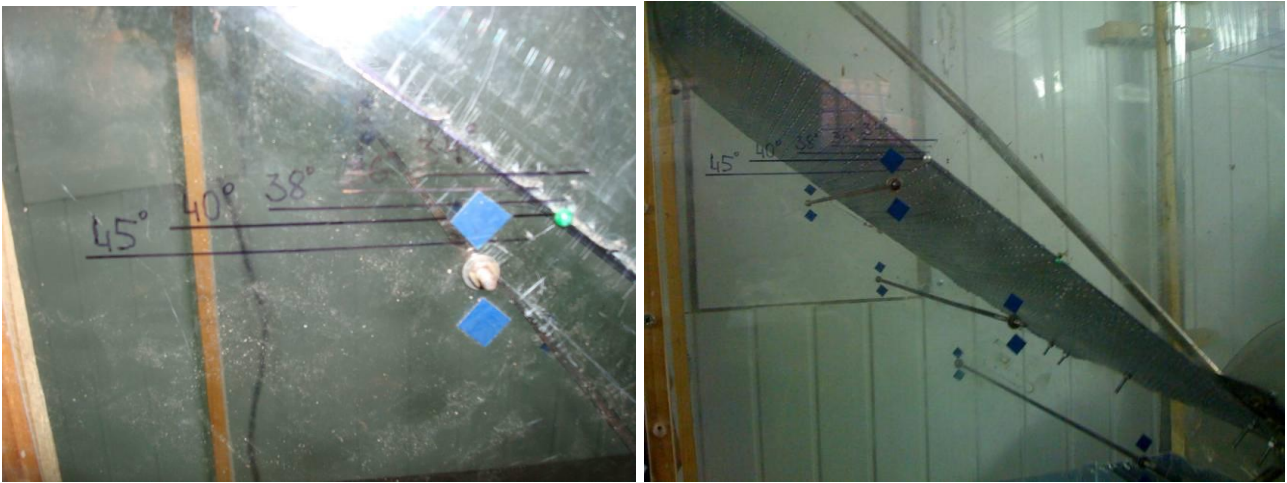


Рис.5 – Встановлення куту нахилу повітропроникної поверхні

Параметри висота падіння зерна та довжина поверхні змінювалися шляхом перестановки або заміни повітропроникних поверхонь.

Висновки. Таким чином, для визначення ефективності розшарування ЗС на повітропроникній поверхні розшаруючого пристрою, вибору її типу та оптимізації її параметрів встановлено наступні діапазони варіювання: куту нахилу поверхні $34...45^{\circ}$, висоти вільного падіння зерна $h=0,05...0,15$ м, довжини повітропроникної поверхні $s=0,3...0,5$ м, товщини шару для різних с.г. культур.

Список використаних джерел

1. <http://kmzindustries.ua/catalog/read/syeparatory-kbs>.
2. Способ повышения эффективности пневмосепарирования зерновых смесей в пневмосепарирующих устройствах / Тищенко Л.Н., Харченко С.А., Борщ Ю.П., Абдуев М.М. // Вісник ХНТУСГ «Механізація сільськогосподарського виробництва», 2014. – Вип.148. – С.150-159.
3. Харченко С.А. Моделирование динамики псевдооживленной зерновой смеси по наклонной чешуйчатой поверхности пневмосепарирующих устройств / Харченко С.А., Борщ Ю.П. // Вестник БГАТУ: МНПК «Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК», 2014. – секция.2. Инновационные технологии в АПК. – С. 239 - 251.
4. Харченко С.А. К моделированию процесса расслоения псевдооживленной зерновой смеси на воздухопроницаемой скатной плоскости типа “чешуйчатое” решето / Харченко С.А., Борщ Ю.П. // MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin-Kharkiv, 2014. – Vol.16, №7. – С.17 - 23.
5. Харченко С.А. Математическая модель расслоения псевдооживленной зерновой смеси на воздухопроницаемой скатной плоскости типа “чешуйчатое” решето / Харченко С.А., Борщ Ю.П. // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип.14. Т.2. - С.86 - 91.

6. Ямпиров С.С. Технологическое и техническое обеспечение ресурсо-энергосберегающих процессов очистки и сортирования зерна и семян. – Улан - Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2003. - 262 с.
7. Машины, агрегаты та комплексы для післязбиральної обробки і зберігання зернових культур: посібник / [Колектив авторів]; за ред. В.І. Кравчука. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім.Л.Погорілого, 2011. – 224 с.
8. Зерноочистка – состояние и перспективы. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2006. – 204 с.
9. Бурков А.И., Коньшев Н.Л., Рошин О.П. Машины для послеуборочной обработки семян трав. – Киров: ВНИИСХ Северо-Востока, 2003. - 208 с.
10. Гольцяпин В.Я., Федоренко В.Ф. и др. Машины и оборудование для послеуборочной обработки зерна: Каталог. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2003. – 204 с.
11. Бушуев Н.М. Семеочистительные машины. Теория, конструкция и расчет / Н.М. Бушуев. – Москва-Свердловск: Машгиз, 1962. – 238 с.
12. <http://faostat3.fao.org/download/Q/QC/E>.

Аннотация

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗДУХОПРОНИЦАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РАЗРАБОТАННОГО ПНЕВМОСЕПАРИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ЗЕРНОВЫХ СЕПАРАТОРОВ

Харченко С.А., Борщ Ю.П., Слипченко М.В.

В статье определены методы и представлены результаты экспериментальных исследований по определению диапазонов варьирования параметров процесса пневмосепарирования зерновых смесей.

Abstract

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF VENTILE SURFACES OF THE DESIGNED PNEUMO SEPARATING DEVICE OF GRAIN SEPARATORS

S. Kharchenko, Y. Borsch, M. Slipchenko

The article defines the methods and results of experimental researches to determine the ranges of variation of the process parameters of pneumatic separation of grain mixes.

К УРАВНЕНИЮ ПОСЛОЕВОГО ДВИЖЕНИЯ ПСЕВДООЖИЖЕННОЙ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ

Бредихин В.В., к.т.н., доц., Пивень М.В., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Представлены уравнения послойного движения зерновой смеси, находящейся на деке пневмосортировального стола. Установлено, что движение дискретных фаз $N+1$ - фазной системы, моделирующей смесь частиц, происходит в основном в плоскостях, параллельных опорной поверхности.

Введение. В современных экономических условиях получение высококачественного зерна становится стратегически важным направлением для Украины. Как известно, получение высоких урожаев невозможно без использования посевного материала, обладающего высокой энергией прорастания. Для получения такого материала зерновой ворох необходимо подвергнуть многоступенчатой очистке и сепарации. Окончательной фазой обработки, является разделение по фракциям на пневмосортировальном столе.

Постановка проблемы. На рынке оборудования для подготовки посевного материала имеется большое количество пневмосортировальных столов (ПСС) различных конструкций и модификаций. Зарубежные аналоги,купаемые за границей, исходя из установившегося курса иностранных валют, становятся практически не доступными для отечественных аграриев. ПСС отечественных производителей не в полной мере удовлетворяют всем требованиям, выдвигаемым к качественным и количественным показателям процесса.

Это связано с тем, что в основной массе производители изготавливают не совсем удачные аналоги зарубежных моделей. Однако, есть ряд производителей, которые создают собственные модели, подводя под разработку основательную теоретическую и практическую.

Лаборатория «Послеуборочной обработки зерна» ХНТУСГ имеет давние и плодотворные контакты с Хорольским механическим заводом (г. Хорол) и ООО «Спецэлеватормелеш» (г. Харьков), проводя свои исследования на ПСС этих производителей.

Цель статьи. Разработка теоретических основ моделирования процессов сепарации зерновых смесей на воздухопроницаемой деке пневмосортировальных столов.

Изложение основной части материала. Процессы, протекающие в зерновой смеси, находящейся на рабочей поверхности деки ПСС, сложны в описании и моделировании. Рядом исследователей (Блехман Н.И., Гортинский В.В., Желтухин Б.В., Лейкин Я.И. и др.) созданы основы теории

самосортирования частиц зерновых смесей в псевдооживленном слое при воздействии колебаний различного типа [1, 2].

В этой связи актуальной является проблема разработки математических моделей, позволяющих в наиболее общем виде учесть взаимодействие частиц (а не отдельной частицы) с псевдооживленной средой.

Одним из эффективных подходов к решению возникающих при этом задач, является подход, использующий методы гидродинамики многофазных систем.

При таком подходе смесь частиц (например, зерновая смесь), подвергаясь воздействию воздушного потока и колебаниям воздухопроницаемой деки, моделируется многофазной структурой, состоящей из дискретных компонент (множества частиц различающихся, например, по размерам или плотностям) и непрерывной компоненты (например, газообразная среда - воздух).

С точки зрения механики эти дискретные и непрерывные компоненты смеси рассматриваются как “сплошные среды”, взаимодействующие между собой. В дальнейшем такой подход будет использован для моделирования процесса самосортирования зерновых смесей плоскими воздухопроницаемыми поверхностями.

Решение этой достаточно сложной задачи в общем случае возможно только на основе численных методов. Однако, при дополнительных предположениях о процессе послойного движения псевдооживленного слоя частиц, возможно получение решения в аналитической форме, при которой применение компьютера необходимо только на стадии анализа функциональных зависимостей полей скоростей дискретных фаз от различных физико-технологических параметров частиц, из которых состоит псевдооживленный слой и кинематических параметров виброколебаний деки пневмостола.

Движение дискретных фаз $N+1$ - фазной системы, моделирующей смесь частиц, происходит в основном в плоскостях, параллельных опорной поверхности. Следовательно, компонента скорости n -ой дискретной фазы вдоль оси x_3 (ось x_3 перпендикулярна опорной поверхности) пренебрежительно мала.

Кроме того, выше предполагалось, что величины, характеризующие движения не зависят от координаты x_2 , поэтому компонента скорости вдоль этой оси равна нулю.

Таким образом, скорость n -ой дискретной фазы имеет единственную компоненту V_{n1} , зависящую только от временной переменной и координаты x_3 . Далее будем полагать, что движение дискретных и непрерывной фаз происходит в режиме Стокса. Уравнение движения частиц n -го слоя,

$\overline{h_{n-1}} < x_3 < \overline{h_n}$, $n=1,2,\dots,N$, $\overline{h_n} = \sum_{p=1}^n h_p$, $\overline{h_0} = 0$, можно представить в виде:

$$\rho_n \frac{\partial V_{n1}}{\partial t} = 0,5 \frac{\bar{\rho}_n \bar{\rho}}{\rho_n} \frac{\partial}{\partial t} (V_1 - V_{n1}) + \frac{9 \bar{\rho} \bar{\rho}_n \sqrt{v}}{2 \sqrt{\pi} a_n \bar{\rho}_n} \int_0^t \frac{\partial}{\partial \tau} (V_1 - V_{n1}) (t - \tau)^{-1/2} d\tau +$$

$$+ \rho_n F_n (V_1 - V_{n1}) + \mu_n \frac{\partial^2 V_{n1}}{\partial x_3^2} + \rho_n f_{n1}, \quad (1)$$

$$O = -\frac{\partial P_n}{\partial x_3} + 0,5 \frac{\bar{\rho}_n \bar{\rho}}{\rho_n} \frac{\partial V_3}{\partial t} + \rho_n F_n V_3 + \frac{9 \bar{\rho} \bar{\rho}_n}{2 \sqrt{\pi} a_n \bar{\rho}_n} \int_0^t \frac{\partial V_3}{\partial \tau} (t - \tau)^{-1/2} d\tau +$$

$$+ \rho_n f_{n3}, \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial V_1}{\partial t} = \mu \frac{\partial^2 V_1}{\partial x_3^2} - 0,5 \frac{\bar{\rho} \bar{\rho}_n}{\rho_n} \frac{\partial}{\partial t} (V_1 - V_{n1}) - \frac{9 \bar{\rho} \bar{\rho}_n \sqrt{v}}{2 \sqrt{\pi} a_n \bar{\rho}_n} \int_0^t \frac{\partial}{\partial \tau} (V_1 - V_{n1}) (t - \tau)^{-1/2} d\tau -$$

$$- \rho_n F_n (V_1 - V_{n1}) + \rho f_1, \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial V_3}{\partial t} = -(1 - \delta) \frac{\partial P}{\partial x_3} - 0,5 \frac{\bar{\rho} \bar{\rho}_n}{\rho_n} \frac{\partial V_3}{\partial t} - \frac{9 \bar{\rho} \bar{\rho}_n \sqrt{v}}{2 \sqrt{\pi} a_n \bar{\rho}_n} \int_0^t \frac{\partial V_3}{\partial \tau} (t - \tau)^{-1/2} d\tau -$$

$$- \rho_n F_n V_3 + \rho f_3. \quad (4)$$

где: $\bar{\rho}$ - плотность газообразной среды (воздух);
 \bar{V}_n - скорость n - компонента дискретной фазы;
 \bar{V} - скорость непрерывной фазы;
 $\bar{V}_n = (V_{n1}, V_{n2}, V_{n3})$ и $\bar{V} = (V_1, V_2, V_3)$ - скорости частиц n -ой дискретной фазы и скорость непрерывной фазы;
 P_n - давление в n -ом слое;
 μ_n - эффективный коэффициент динамической вязкости n -ой дискретной фазы;
 ν - эффективный коэффициент кинематической вязкости непрерывной фазы;
 a_n - эквивалентный средний радиус по объему частиц n -ой дискретной фазы;
 f_{ni} - i -тая компонента массовой силы, действующая на частицы n -ой дискретной фазы (в качестве которой выбираем силу тяжести);
 F_n - коэффициент, характеризующий взаимодействие непрерывной фазы с частицами n -ой дискретной фазы; компоненты массовых сил \bar{f}_n и \bar{f} :

$$f_{n1} = f_1 = g \sin \alpha, \quad f_{n2} = f_2 = 0, \quad f_3 = f_{n3} = -g \cos \alpha, \quad (5)$$

где: α - угол наклона опорной поверхности к горизонтальной плоскости;

g - ускорение свободного падения.

При получении данных зависимостей использовалось уравнение неразрывности для непрерывной фазы, из которого, в частности, следует, что компонента скорости V_3 не зависит от координаты x_3 .

Кроме того, эффективные коэффициенты динамической (кинематической) вязкости для дискретных и непрерывной фаз μ_i и μ зависят от амплитуды и частоты колебаний деки.

Таким образом, уравнения (1) – (4) являются основой для построения математической модели послойного движения смеси частиц по воздухопроницаемой опорной поверхности, совершающей колебания.

Уравнения (1) – (3) представляют собой нестационарную систему интегро-дифференциальных уравнений.

Дальнейшее решение может быть получено с помощью преобразования Лапласа по временной переменной [3,4]. Рассмотрим важный для практических приложений случай установившегося послойного движения смеси частиц. Для этого случая система уравнений (1) – (3) упрощается и принимает следующий вид:

$$\mu_n \frac{\partial^2 V_{n1}}{\partial x_3^2} + \rho_n F_n (V_1 - V_{n1}) + \rho_n \bar{f}_1 = 0, \quad (6)$$

$$\frac{\partial P_n}{\partial x_3} - \rho_n \bar{f}_2 - \rho_n F_n V_3 = 0, \quad (7)$$

$$\mu \frac{\partial^2 V_1}{\partial x_3^2} - \rho_n F_n (V_1 - V_{n1}) + \rho \bar{f}_1 = 0, \quad (8)$$

$$(1 - \delta) \frac{\partial P}{\partial x_3} + \rho_n F_n V_3 - \rho \bar{f}_2 = 0, \quad n = 1, 2, \dots, N, \quad (9)$$

где: $\bar{f}_1 = g \sin \alpha$, $\bar{f}_2 = -g \cos \alpha$.

Решение этой системы уравнений может быть получено в аналитическом виде.

Анализ уравнений свидетельствует о достаточно сложном характере процесса послойного движения псевдооживленного слоя частиц и его необходимо учитывать в процессе вибропневматического разделения частиц по плотности.

Список використаних джерел

1. Дринча В.М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки / В.М. Дринча.- Воронеж: Изд-во НПО "МОДЭК", 2006. – 384с.
2. Тищенко Л.Н. Моделирование процессов зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, М.В. Пивень, С.А. Харченко, В.В. Бредихин.- Харьков: ХНТУСХ, "Місьрук", 2010.- 360с.
3. Лаврентьев М.А. Методы теории функций комплексного переменного / М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат.- М.: Изд-во физико-математической литературы, 1958.- 674с.
4. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1970.- 720 с.

Анотація

ДО РІВНЯННЯ ПОШАРОВОГО РУХУ ПСЕВДОРОЗРІДЖЕНОЇ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ

Бредіхін В.В., Півень М.В.

Наведені рівняння пошарового руху зернової суміші, що знаходиться на деці пневмосортувального столу. Встановлено, що рух дискретних фаз $N+1$ - фазної системи, яка моделює суміш часток, проходить в основному в площинах, які паралельні до опорної поверхні.

Abstract

TO THE EQUATION LAYER MOTION FLUIDIZED GRAIN MIXES

V. Bredyhyn, M. Piven

The equations of motion of layered grain mixture, located on deck separator table. Found that the movement of discrete phases $N+1$ - phase system simulating a mixture of particles occurs primarily in planes parallel to the supporting surface.

ОБҐРУНТУВАННЯ МАШИНИ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ОРГАНІЧНИХ ДОБРИВ ТА ІНШИХ ЗВ'ЯЗНИХ МАТЕРІАЛІВ

Рудницька Г.В., к.т.н., доц.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Фесенко Г.В., к.т.н., доц.

Луганський національний аграрний університет

У статті приведено обґрунтування машини для внесення органічних добрив. Запропонована машина має відношення до сільськогосподарського машинобудування, а саме до знарядь для внесення в ґрунт органічних добрив поверхневим способом та інших зв'язних матеріалів.

Вступ. Впродовж останніх років зростають масштаби утворення та накопичення різноманітних відходів, що призводить до відчуження нових територій, забруднення довкілля, створення екологічної та соціальної напруженості. Одним з видів таких стрімко зростаючих за кількістю відходів є осадки стічних вод (ОСВ) – активний мул, що утворюються на очисних станціях населених пунктів, і представляє собою осадок, що створюється при біологічному очищенні побутових стічних вод і акумулює в собі велику кількість мікроорганізмів та інтенсивно окислює органічні забруднюючі речовини. При цьому активний мул, який утворюється на очисних станціях у великій кількості, є дуже цінним добривом для овочевих, зернових, квіткових, кормових та плодово-ягідних культур і по своїй якості не гірше ніж гній.

Постановка проблеми. Проблема утилізації ОСВ, що утворюються на каналізаційних очисних спорудах міст, є екологічною и економічною проблемою захисту навколишнього середовища и охорони здоров'я населення. У зв'язку з невирішеністю шляхів утилізації ОСВ в Україні з кожним роком зростає навантаження ОСВ на мулові карти і вимагає розширення площ для його зберігання. Зокрема, упродовж року від одного умовного мешканця на міські очисні споруди надходить 25...30 кг органічних та мінеральних речовин, які в результаті очищення ОСВ виділяються у вигляді суспензій об'ємом від 600 до 800 л/рік [1, 2]. Як наслідок, на території України кількість накопичених ОСВ перевищує 5 млрд. т, до яких щороку додається ще 3 млн. т. [1].

Одним з шляхів утилізації ОСВ в світі є використання його у якості органо-мінерального добрива з метою підвищення вмісту гумусу в ґрунтах, покращення родючості і підвищення продуктивності землеробства. Однак великий вміст води у ОСВ (активному мулі), ускладнює його використання і потребує додаткової переробки, яка є досить складною та енергоємною. Тому розробка нових машин, способів та засобів внесення ОСВ у ґрунт є досить актуальною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналізом проведених досліджень і публікацій [1, 2] встановлено, що використання ОСВ, як цінного органо-мінерального добрива, важливе для охорони навколишнього середовища від забруднення і є резервом підвищення врожайності сільськогосподарських культур. Ґрунтовий шлях утилізації ОСВ є у світовій практиці найбільш пріоритетним. У зв'язку з цим розробка заходів щодо ефективного використання ОСВ у сільському господарстві набуває важливого значення.

ОСВ в сільськогосподарському виробництві України [2] переважно використовують в якості біомеліорантів. Застосовують також термічно осушені ОСВ, які мають вологість близько 35...40% та представляють собою санітарно знезаражений сухий сипкий продукт. Внесення ОСВ з мулових майданчиків без зневоднення (вологість 80...40%) є досить складною задачею, оскільки за своїми фізико-механічними властивостями вони не дозволяють використати майже жодного з відомих засобів механізації для внесення добрив без значного доопрацювання конструкції.

В сільському господарстві набули поширення знаряддя, робочий процес яких складається з створення валка органічних добрив із куч та його розподілення по поверхні поля [1]. Під час роботи таких знарядь органічні добрива переміщуються відвалами по поверхні поля, долаючи їх силу опору, і спрямовуються у дозуюче вікно, розташоване у вертикальній площині, із якого під дією сили зчеплення з ґрунтом виходять у вигляді валка. При цьому змінюється щільність та інші властивості органічних добрив, що негативно позначається на рівномірності валка, а отже і на розподілу їх по поверхні ґрунту. Крім того, для подолання сили опору при переміщенні кучі добрив відвалами по поверхні ґрунту та розподілення їх із валка по полю витрачається додаткова енергія, що знижує ефективність їх використання.

Крім того існує тип машин для внесення органічних добрив із куч шляхом попереднього розподілення їх у вигляді пласта відвалами клина, встановленими над поверхнею ґрунту, і подальшого його розкидання ротором [2]. Особливість роботи цієї машини полягає в тому, що під час переміщення і розподілення кучі органічних добрив відвалами клина на бокові сторони відбувається їх розуцільнення. Після виходу розуцільненої маси органічних добрив з під нижньої кромки відвалів клина, утворюється нерівномірно розподілений по довжині пласт, в наслідок чого погіршується рівномірність розподілення його ротором по поверхні ґрунту. При цьому, для подолання сили опору при переміщенні і розподіленні по поверхні ґрунту відвалами клина кучі органічних добрив, а також на їх розкидання роторами витрачається додаткова енергія, що знижує ефективність використання машини. При цьому при подоланні відвалами клина непередбачених перешкод, якими є каміння та інші тверді сторонні предмети в органічних добривах, можлива їх поломка, що призводить до зниження надійності машини.

Відомий валкоутворювач до розкидача добрив із куч, в якому між щитами встановлені під різними кутами до горизонту пальці [3]. Під час роботи такого валкоутворювача пальці наштовхуються на органічні добрива і

відривають їх від ґрунту. При цьому органічні добрива, що залишаються між пальцями, переміщуються щитами і спрямовуються в напрямку дозуючого вікна, на що витрачається енергія для подолання сили їх тертя ковзання по ґрунту [4]. Крім того, під час формування валкоутворювачем валка органічних добрив, у дозуючому вікні відбувається зміщення щитами добрив з його бокових сторін в напрямку руху валкоутворювача, на що витрачається додаткова енергія і погіршується рівномірність їх розподілення в тому ж напрямку, а отже і рівномірність розподілення органічних добрив по ширині захвату розкидача. При цьому для розподілення розкидачем органічних добрив по ширині його захвату витрачається додаткова енергія.

Відомий розкидач органічних добрив, який містить перед валкоутворювачем роздільник гною, виконаний у вигляді клина, вершина якого спрямована по ходу руху [5]. Під час роботи такого розкидача органічні добрива у вигляді кучі переміщуються валкоутворювачем вмісті з роздільником, долаючи силу їх тертя ковзання по ґрунту. Добрива, які поступають під роздільник виходять з-під нього у вигляді пласта, при формуванні якого витрачається додаткова енергія розкидача для подолання сили тертя ковзання роздільника по добриву. При цьому відбувається зміщення добрив в напрямку руху розкидача і, як наслідок, зміна щільності пласта в тому ж напрямку, що погіршує рівномірність розподілення органічних добрив по ширині захвату розкидача. Крім того, розподілення ротором розкидача органічних добрив по ширині його захвату потребує додаткових витрат енергії.

За прототип прийнята машина для внесення органічних добрив, до складу якої входить рама з опорними колесами, відвали у вигляді переднього, заднього та бокових щитів, з'єднаних між собою з утворенням замкнутої ємності із вихідним вікном, розташованим в горизонтальній площині по ширині захвату машини, при цьому нижня частина заднього щита виконана по опуклій лінії, менший кут опуклості якої більший кута тертя її по добриву [6]. Під час роботи такої машини між нижньою частиною заднього щита і пластом органічних добрив, притиснутим до ґрунту, виникає сила тертя ковзання, яка спричинює зміщення верхнього шару пласта по ширині захвату машини, на що витрачається додаткова енергія. При цьому змінюється задана щільність сформованого пласта по ширині захвату машини в напрямку її руху, що призводить до погіршення рівномірності внесення органічних добрив.

Невирішена частина загальної проблеми. Проблемою застосування органічних добрив, зокрема активного мулу є нездатність існуючих типів машин забезпечити рівномірне розподілення та норму їх внесення в ґрунт у допустимих межах агротехнічних вимог. У зв'язку з цим співробітниками кафедри «Оптимізація технологічних систем імені Т. П. Євсюкова» Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка проведені дослідження механіко-технологічних властивостей органічних добрив, в тому числі активного мулу. На підставі отриманих результатів розроблена конструктивна схема устрою для внесення в ґрунт поверхневим способом органічних добрив.

Мета. Метою дослідження є розробка схеми машини для внесення

органічних добрив, яка б забезпечувала надійний технологічний процес розподілення органічних добрив по поверхні ґрунту із зниженням витрат енергії при формуванні пласта органічних добрив і підвищення рівномірності їх внесення по ширині захвату машини.

Виклад основного матеріалу. Винахід [7] відноситься до сільськогосподарського машинобудування, а саме до машин для внесення в ґрунт органічних добрив та інших зв'язних матеріалів. Суть винаходу пояснюється рис. 1.

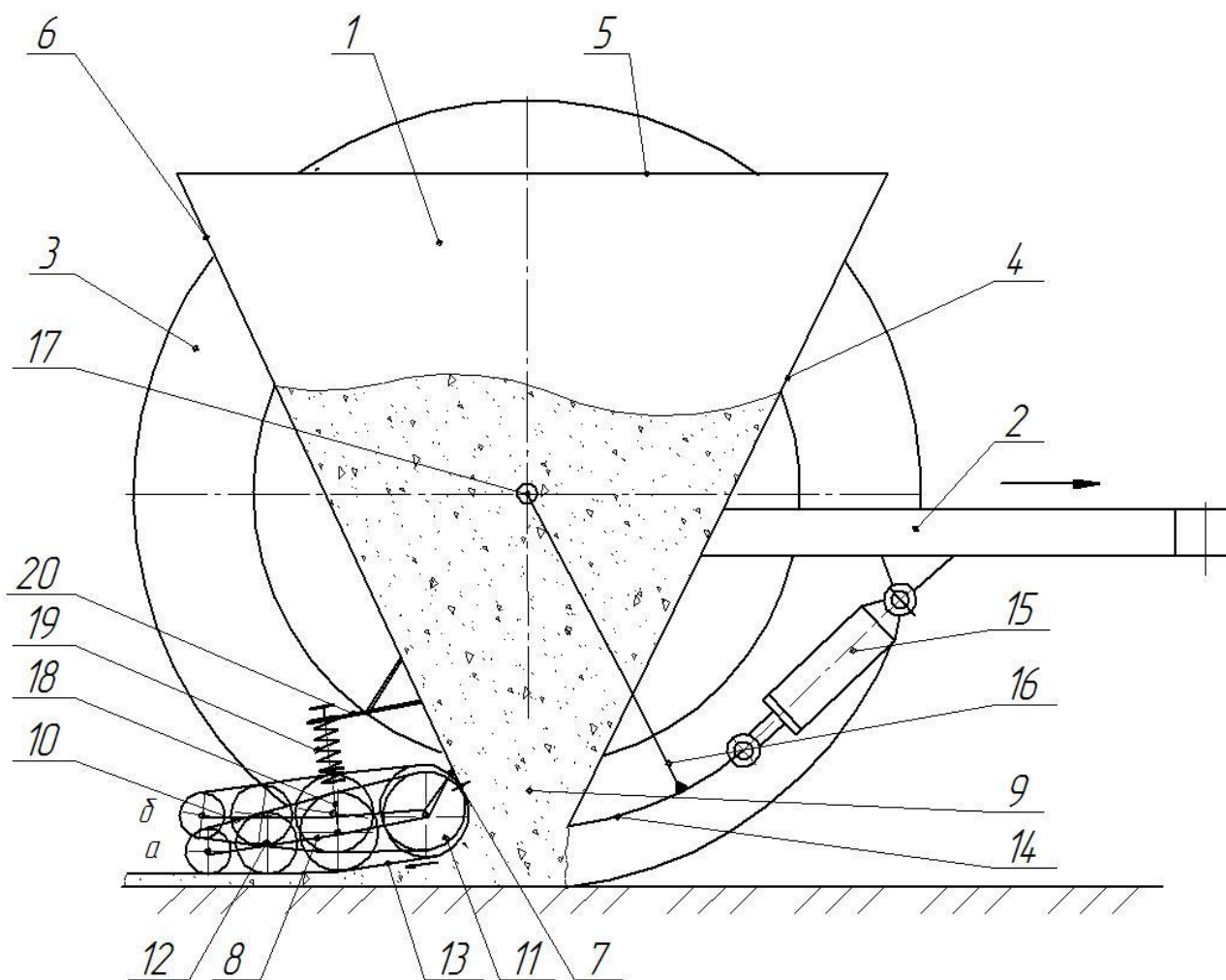


Рис. 1 – Схема приладу для визначення липкості ґрунту на зсув, загальний вигляд:

а, б – положення стрічки; 1 – бункер; 2 – рама; 3 – опорні колеса; 4, 5, 6 – передній, боковий та задній щити; 7 – шарнір; 8 – нижня частина заднього щита; 9 – вихідне вікно; 10 – стрічка; 11 – ролики; 12 – шарніри; 13 – опорна поверхня; 14 – заслінка; 15 – гідроциліндр; 16, 20 – важелі; 17 – вісь; 18 – запобіжний пристрій; 19 – пружина

Машина для внесення органічних добрив включає бункер 1, встановлений на рамі 2 з опорними колесами 3. Бункер 1 складається із переднього 4, бокових 5 та заднього 6 щита із закріпленою за допомогою шарніра 7 його нижньою частиною 8, утворюючи в горизонтальній площині вихідне вікно 9. Нижня частина 8 заднього щита 6 охоплена нескінченною стрічкою 10 на роликах 11, установлених у вирізах (на рис. 1 вирізи не показано) нижньої частини 8 на

горизонтальних шарнірах 12 поперек напрямку руху машини, при цьому коефіцієнт тертя роликів 11 в шарнірах 12 не перевищує коефіцієнта тертя виконаної опуклою опорної поверхні 13 стрічки 10 по добриву. В нижній частині бункера 1 встановлена заслінка 14, шарнірно зв'язана з гідроциліндром 15 і важелями 16 із віссю 17 зі сторони бокових щитів 5, при цьому гідроциліндр 15 шарнірно зв'язаний з рамою 2. На нижній частині 8 заднього щита 6 шарнірно встановлений запобіжний пристрій 18 з пружиною 19 і жорстко закріплений важіль 20 до щита 6. На початку роботи машини вихідне вікно 9 бункера 1, закріпленого на рамі 2 з опорними колесами 3, закривають заслінкою 14, провертаючи важіль 16 відносно осі 17 включенням приводу гідроциліндра 15 (на рис. 1 привід гідроциліндра 15 не показаний) і заповнюють бункер 1 органічним добривом. Після цього відкривають вікно 9 бункера 1, переміщуючи заслінку 14 гідроциліндром 15 у зворотному напрямку. Під час роботи машини органічні добрива, рухаючись по щитам 4, 5, 6 під дією сили своєї ваги переміщуються до відкритого вікна 9 і виходять із бункера 1. Після виходу органічних добрив із бункера 1 через вікно 9 відбувається їх зчеплення з ґрунтом і взаємодія з нижньою частиною 8 щита 6. Нижня частина 8 щита 6, взаємодіючи із добривом своєю опорною поверхнею 13 стрічки 10, переміщується по добриву без ковзання, так як коефіцієнт тертя роликів 11 в шарнірах 12 не перевищує коефіцієнта тертя опорної поверхні 13 стрічки 10 по добриву, і притискує їх до ґрунту, витрачаючи при цьому енергію тільки для ущільнення пласта органічних добрив. При цьому відбувається формування опорною поверхнею 13 стрічки 10 пласта органічних добрив з постійною щільністю заданої товщини в напрямку його виходу з-під нижньої частини 8 щита 6 по ширині захвату машини, що забезпечує рівномірне внесення органічних добрив по ширині захвату машини (рис. 1, а). Сторонні предмети, що потрапляють під час роботи машини в пласт органічних добрив, своєю дією на нижню частину 8 щита 6 спричиняють її провертання відносно шарніра 7 в сторону від пласта добрив, стискаючи при цьому пружину 19 в напрямку до важеля 20 запобіжного пристрою 18 (рис. 1, б). Після подолання перешкоди нижня частина 8 щита 6 під дією пружини 19 повертається у зворотне положення. Норма внесення добрив забезпечується заданою товщиною пласта органічних добрив, що виходить з-під нижньої частини 8 щита 6 машини, шляхом зміни положення по висоті бункера 1 відносно коліс 3 (на рис. 1 механізм зміни положення по висоті бункера 1 відносно коліс 3 не показаний).

Поставлена задача вирішується тим, якщо у машині для внесення органічних добрив, яка включає передній, задній та бокові щити з'єднані між собою з утворенням замкнутої ємності із вихідним вікном, розташованим в горизонтальній площині по ширині захвату машини, при цьому нижня частина заднього щита виконана по опуклій лінії менший кут опуклості якої від вертикальної лінії, спрямованої до напрямку руху, більший кута тертя її по добриву, запобіжний пристрій з можливістю відхилення в бокову сторону від напрямку руху машини, нижня частина заднього щита охоплена гнучким елементом виконаним у вигляді нескінченної стрічки на роликах встановлених

у вирізах щита на горизонтальних шарнірах поперек напрямку руху машини, при цьому коефіцієнт тертя роликів в шарнірах не перевищує коефіцієнта тертя опорної поверхні гнучкого елемента по добриву. Охоплення нижньої частини заднього щита гнучким елементом, виконаним у вигляді нескінченної стрічки на роликах установлених у вирізах нижньої частини заднього щита на горизонтальних шарнірах поперек напрямку руху машини, при цьому коефіцієнт тертя роликів в шарнірах не перевищує коефіцієнта тертя опорної поверхні гнучкого елемента по добриву, забезпечує під час роботи машини переміщення нижньої частини заднього щита по органічним добривам без ковзання, а отже і без зміщення верхнього шару пласта по ширині захвату машини в напрямку її руху. Внаслідок цього знижується витрата енергії при формуванні пласта органічних добрив, а пласт органічних добрив формується з постійною щільністю по ширині захвату машини заданої товщини, що підвищує рівномірність їх внесення в напрямку її руху.

Висновки.

1. Кваліфіковане застосування ОСВ як добрива біологічно виправдано, економічно доцільно і є найбільш раціональним способом утилізації цього виду відходів в умовах розбалансованого сільськогосподарського виробництва України. Запровадження сучасних технологій дозволяє забезпечити галузь сільськогосподарства дешевими органо-мінеральними добривами і зменшити площі мулових карт.

2. Причиною обмеженого застосування ОСВ (активного мулу з мулових майданчиків) у сільському господарстві є недостатнє вивчення та низький рівень технічних розробок.

3. Застосування розробленої машини дозволить поліпшити задачу зниження витрат енергії при формуванні пласта органічних добрив (ОСВ) і підвищить рівномірність їх внесення по ширині захвату машини.

Список використаних джерел

1. Пастухов, В.І. Обґрунтування устрою для внесення органічних добрив, переважно активного мулу [Текст] / В.І. Пастухов, Г.В. Фесенко, Є.М. Рудницький // Механізація с.г. виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 2008. – Вип. 75, Т. 2. – С. 46 – 50.
2. Пастухов, В.І. Дослідження доцільності використання осадів стічних вод в якості органо-мінеральних добрив в умовах України [Текст] / В.І. Пастухов, Є.М. Рудницький, Г.В. Рудницька // Механізація с.г. виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 2011. – Вип. 107, Т. 1. – С. 68 – 75. – ISBN 5-7987-0176 X.
3. А.с. 1050593 СССР, МКл. А01С 3/06. Валкообразователь к разбрасывателю удобрений из куч / А.С. Зайцев, Н.З. Макеев (СССР). – № 3421107/30-15; заявл. 13.04.82; опубл. 31.10.83, Бюл. № 40.
4. Яворский, Б. М. Справочник по физике [Текст] / Б.М. Яворский,

- А.А. Детлаф. – 7-е изд., испр. – М.: Наука, 1979. – 942 с. – ISBN 5-02-014508-4.
5. А.с. 1568917 СССР, МКл. А01С 3/06. Разбрасыватель органических удобрений из куч / А.С. Зайцев, Н.З. Макеев (СССР). – № 3421107/30-15; заявл. 03.08.89; опубл. 07.06.90, Бюл. № 21.
 6. Пат. 35323 Україна, МПК А01С 3/06 (2008.01). Машина для внесения органічних добрив / В. І. Пастухов, Є.М. Рудницький, Г. В. Рудницька; замовник та патентовласник В. І. Пастухов, Є.М. Рудницький, Г. В. Рудницька. – № u 2008 05080; заявл. 21.04.08; опубл. 10.09.08, Бюл. № 17.
 7. Пат. 106701 Україна, МПК А01С 3/06 (2006.01). Машина для внесения органічних добрив / Г.В. Фесенко, Є.М. Рудницький, Г. В. Рудницька; замовник та патентовласник Г.В. Фесенко, Є.М. Рудницький, Г. В. Рудницька. – № a 2013 11252; заявл. 23.09.13; опубл. 25.09.14, Бюл. № 18.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ И ДРУГИХ СВЯЗНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Рудницкая А.В., Фесенко Г.В.

В статье приведено обоснование машины для внесения органических удобрений. Предложенная машина имеет отношение к сельскохозяйственному машиностроению, а именно к орудиям для внесения в почву органических удобрений поверхностным способом и других связанных материалов.

Abstract

RATIONALE FOR THE MACHINE ORGANIC FERTILIZERS AND OTHER MATERIALS

A. Rudnytskaya, G. Fesenko

The machine for organic fertilizer was substantiated. The proposed machine is related to agricultural engineering, namely to the guns for land application of organic fertilizers and other superficial way connected materials.

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРИВ В ХАРКІВСЬКІЙ ОБЛАСТІ

Романашенко О.А., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Перта Василенка*

В статті приведено аналіз існуючих технологій і технічні засоби внесення органічних добрив та вплив на їх норми внесення, відстані перевезення, параметри полів.

Постанова проблеми. Позитивний вплив помірних доз добрив, особливо органічних, на біологічну активність ґрунту доведено багатьма агрохімічними дослідженнями. Якість роботи машин по внесенню добрив не завжди задовольняє агротехнічним вимогам, а найчастіше вимоги є занадто заниженими. Так, нерівномірність внесення гною $\pm 25\%$ значить, що на одних ділянках поля доза буде завищена, на інших занадто занижена. Високі дози добрив приводять до полеглості рослин (зернові-колосові), створення високих концентрацій солей в ґрунті, великих втрат газоподібного азоту, вимивання його з ґрунту атмосферними опадами. При цьому знижується якість продукції і не підвищується врожай сільськогосподарської культури [1, 2]. Ось чому потрібна постійна екологічна оцінка всіх прийомів і технологій, які застосовуються в сільському господарстві, особливо з використанням хімічних засобів.

Аналіз останніх досліджень. Важливою особливістю сільськогосподарського виробництва є сезонність. Цим пояснюється висока енергоозброєність сільського господарства в країнах із розвинутою економікою. Так, в США енергоозброєність сільськогосподарського робітника більш ніж у два рази перевищувала енергоозброєність робітника промисловості. Вочевидь, ця перенасиченість технікою економічно виправдана, тому що вона забезпечує підвищення продуктивності праці, гарантує виконання агротехнологічних процесів в оптимальні строки, а отже створює умови одержання високих врожаїв. Швидке зростання цін в останнє десятиріччя на паливо, електроенергію, машини, добрива спонукає усвідомити, що виробництво сільськогосподарської продукції – це в основі своїй, енергетична проблема. Тенденція зростання енергоємності сільськогосподарської продукції обумовлює необхідність розробки широких заходів щодо енергозбереження в аграрному виробництві. Ключовими питаннями цієї проблеми є зниження енергоємності технологічних процесів.

Метою досліджень є розробка концепції створення ресурсозберігаючих технологій для внесення твердих органічних добрив. Зробити аналіз існуючих технологій і технічних засобів внесення органічних добрив в агрокліматичних умовах Харківської області. Визначити, як впливають на технологію застосування добрив і комплексу відповідних машин, відстань перевезень,

норми внесення, параметри полів. Розглянути, як збільшення вологості гною впливає на втрати енергії при його розвантаженні та розкиданні, чи зменшується частка вільної води, покращується санітарний стан гноєсховища.

Основна частина. Харківська область розташована на території двох зон Лівобережної України – Лісостепу і Степу, що визначає її природні умови. На теренах області знаходяться науково-дослідні інститути: інститут рослинництва; інститут тваринництва; інститут птахівництва; інститут овочівництва і баштанництва, які сприяють розвитку сільськогосподарського виробництва не тільки області а і всієї країни.

За кліматичними умовами Харківська область належить до зони недостатнього зволоження. Середньорічна кількість опадів складає 500 мм. На межі степу і лісостепу знаходиться Харківський район. Рельєф місцевості цього району горбистий.

Дані показують, що площа полів з горбистим та дуже горбистим рельєфом складає до 30% сільгоспугідь. Варто відмітити, що в деяких місцях районів великі ухили рельєфу примушують використовувати землі як пасовища та займати їх лісовими насадженнями. Цілком рівні ділянки знаходяться в південних районах області. Продуктивність тракторних агрегатів на полях з ухилом більше 3° зменшується на 10-12%, а виробничі затрати збільшуються на 5% у порівнянні з витратами на полях з відносно рівним рельєфом.

Розміри полів в господарствах різні. В Харківському районі в місцях розташування невеликої кількості ярів розміри полів складають 5...20 га, на рівних ділянках 30...60 га і більше. Як видно з рисунка, біля 60% полів мають площу від 20 до 60 га, біля 30% земель розташованих між ярами, лісами, водоймищами і тільки 11% - великі масиви. Різноманітні розміри полів обумовлені особливостями рельєфу, наявністю лісових насаджень, чагарників, ярів, виробничими факторами – наявністю прийнятих сівозмін, розміщенням виробничих об'єктів, доріг, тощо.

Гістограма структури площ і рельєфу полів має різко виражену асиметрію. Використання широкозахватних, швидкісних агрегатів у Харківському районі обмежено. Тільки в деяких господарствах є такі можливості. Довжина гонів коливається від 200 до 1000 м. Конфігурація багатьох полів має форму трикутника, овалу, трапеції, а в деяких випадках вигляд поля являє групу зигзагів, де важко визначити довжину та ширину. До другої групи відноситься тільки 6% полів, до третьої 24%, до четвертої 30%. Більшість полів району мають довжину гонів 400-600 м.

При виконанні механізованих робіт в рільництві довжина гонів впливає на продуктивність агрегату. Так, продуктивність агрегату при внесенні добрив на полях з довжиною гонів 1000 м на 31% більше ніж на полях з довжиною гонів 200...300 м. Тваринництво області забезпечує щорічне накопичення органічних добрив з розрахунку 3...4 т/га. В 2014 році внесено біля 120000 т гною. При нормі внесення 30...40 т/га буде удобрено 3000...4000 га.

Відстань перевезення гною визначається відстанню від тваринницької ферми до краю поля. В кожному господарстві ставиться мета так спланувати перевезення, щоб відстань транспортування була б найменшою. Практично ця

відстань складає 1...6 км в залежності від кількості, розміру і компактності розміщення тваринницьких ферм і полів господарств.

Аналіз розподілу полів району в залежності від радіусу перевезення показує, що тільки 10% полів знаходяться поблизу ферм. Середня відстань перевезень становить 3...4 км. До органічних добрив відносять гній, солому, компости, торф, сапропель. З усіх видів органічних добрив найпоширеніший і найбільш цінний – гній. В залежності від способу утримання тварин гній може бути твердим і рідким. При утриманні великої рогатої худоби (в.р.х.) з використанням підстилки (не менш 4кг на добу для кожної тварини) виходить традиційний твердий гній з вологістю до 81%, який можна укладати купами і зберігати в буртах [3].

Останнім часом у зв'язку зі спеціалізацією тваринництва все більшого поширення знаходить безпідстилковий спосіб утримання худоби, при якому виходить рідкий гній з вологістю 88%. Такий гній можна легко транспортувати по трубопроводах і каналах. При утриманні худоби з обмеженою кількістю підстилки (1...1,5 кг) накопичується напіврідкий гній вологістю 82...87%, який має надмірну текучість. Останній не може зберігатися в купах і буртах.

Для накопичення рідкого і напіврідкого гною необхідно мати спеціальні сховища з водонепроникним дном і стінками. Кількість і вміст поживних речовин як у твердому, так і в рідкому гної залежать від виду кормів, способу утримання тварин і умов його накопичення і збереження.

На сьогодні найбільш розповсюдженим є гній, що одержаний при утриманні худоби на солом'яній або торф'яній підстилках. На фермах області використовують для підстилки подрібнену солому зернових-колосових. Витрата підстилкового матеріалу в господарствах, як правило, не нормується, однак практично встановлені межі: 4...8 кг на одну корову за добу і 2...4 кг – для молодняку. Соломистий гній є суміш твердих і рідких екскрементів тварин з підстилковим матеріалом, залишками корму і технологічної води.

За ступенем розкладання розрізняють наступні види гною, приготовленого на солом'яній підстилці:

1) Свіжий – слабо розкладений, у якому солома майже цілком зберігає колір і міцність, її легко виділити із загальної маси;

2) Напівперепрілий – темно-коричневого кольору, солома в ньому легко розпадається, її важко виділити із загальної маси;

3) Перепрілий – однорідна чорна маса, в якій солома повністю розклалася і її неможливо розрізнити;

4) Перегній (сипець) – пухка ґрунтова маса.

Ступінь розкладання гною можна визначити за його кольором, міцністю на розрив підстилкової соломи, ступенем однорідності маси та її фізичними властивостями. Характерно, що, чим вище ступінь розкладання гною, тим більше він втрачає поживних речовин. Так, якщо 1т свіжого гною містить 5,2 кг азоту, то в 1т отриманого з нього перепрілого – 3,5кг, а в 1т перегною тільки – 2,8кг [3,4]. До основних показників, що характеризують фізико-механічні властивості соломистого гною відносяться: фракційний склад, вологість, насипна щільність, липкість, міцність, тертя ковзання, в'язкість і опір зсуву.

Фракційний склад твердих часток різноманітний і залежить від виду тварин і кормового раціону. Половину фракцій твердих екскрементів в.р.х. складають частки, розміри яких менше 1 мм, вони і визначають, в основному, його фізико-механічні властивості [3,4]. Кількість води в гною характеризується відносною вологістю. Вологість підстилкового соломистого гною коливається в межах 50...80%. Насипна щільність гною що слабо розклався залежить від виду і кількості підстилкового матеріалу і його вологості. Результати досліджень показують, що насипна щільність збільшується у півтора – два рази в інтервалі вологості 64...80%. Збільшення частки підстилки зменшує насипна щільність, інтенсивне зростання її починається тільки на межі повної вологоємності матеріалу.

Частки гною внаслідок молекулярного зчеплення прилипають до поверхні робочих органів машини. Здатність гною прилипати до поверхні робочих органів машини залежить від вологості, виду підстилки та її стану. Найбільшу липкість до металевих поверхонь гній виявляє при вологості 78..82%. На поверхні металу з'являється шар прилиплому гною, на нього накладається наступний. Таке лавиноподібне утворення шару на робочих органах призводить до значного збільшення тертя ковзання і порушення технологічного процесу. При внесенні органічних добрив причепами – розкидачами переміщення маси добрив здійснюється по металевих поверхнях робочих органів машини, а при внесенні валкувачами - розкидачами не тільки по поверхні робочих органів, а і по поверхні ґрунту. В зв'язку з цим важливо оцінити залежність величини коефіцієнта тертя – ковзання гною по поверхні ґрунту від вологості. Коефіцієнт тертя ковзання гною що слабо розклався, по стерні озимих при постійному нормальному тиску залежить як від вологості, так і від кількості підстилки. З підвищенням вологості гною буде зростати сила молекулярного тяжіння тіл, які труться, що і забезпечує міцність їхніх зв'язків. Подальше збільшення вологості зменшує міцність їхніх зв'язків самого гною, відбувається зрушення усередині шару (внутрішнє зрушення), що веде до зниження коефіцієнту тертя гною по стерні і ґрунту відповідає вологості 75...79%. Зі збільшенням частки підстилки зростає коефіцієнт тертя - ковзання по поверхні ґрунту і стерні. Соломистий гній краще зберігає форму кістяка. Він менш пластичний, у нього значно вище гранична напруга внутрішнього зрушення. При переміщенні по поверхні ґрунту солома не забезпечує змащення, а при переміщенні по стерні орієнтація стебел не сприяє легкому ковзанню.

Тертя ковзання гною по поверхні металу зменшується зі збільшенням кількості соломи і вологості. Це відбувається тому, що при стискуванні маси, що має велику вологість, між поверхнею робочих органів і стиснутим об'ємом гною з'являється тонка плівка рідини, що зменшує сили тертя.

Опір розриву гною залежить від використаної підстилки і ступеня злежування. Найбільший опір розриву має довгосоломистий гній. Але подрібнення соломи збільшує її вологоємність і знижує навантаження на механізми при роботі. Існує два способи доставки добрив у поле: безперевалочний (ферма – поле), перевалочний (ферма – бург – поле).

За безперевалочним способом доставки, добрива накопичують у прифермському гноєсховищі, транспортують їх до поля і розподіляють по полю. За перевалочним – добрива накопичують у прифермському гноєсховищі, надалі періодично їх вивозять на край поля, а в деяких випадках – безпосередньо на поле й укладають у бурти для збереження до внесення.

Незалежно від способу доставки застосовується три технологічні схеми внесення добрив: прямоточна, перевантажувальна і двофазна.

Прямоточна технологія передбачає транспортування добрив від гноєсховища або бурту до поля і розподілу їх по полю тими ж машинами (причепами – гноєрозкидачами).

За перевантажувальною технологією операції транспортування і внесення добрив також розділені. Транспортування добрив здійснюється автомобілями – самоскидами, а розподіл по полю причепами розкидачами, або розкидачами з низько опущеним кузовом. За двофазною технологією операції транспортування і внесення добрив також розділені. Заздалегідь, за 5-6 днів до внесення гній вивозиться на поле й укладається в купи у визначеному порядку. Транспортування гною і розкладка куп здійснюється автомобілями самоскидами або тракторами з причепами вантажопід'ємністю 4000...5000кг. Розподіл добрив по полю здійснюється валкувачами-розкидачами.

При проведенні енергетичної оцінки роботи машин було визначено енерговитрати при виконанні технологічних операцій, враховувалися не тільки прямі витрати. При підрахунку сукупних енерговитрат встановлено, що частка живої праці, безпосередньо затраченої на виробництво одиниці продукції, досить мала по відношенню до інших складових. У рослинництві ці витрати коливаються від 0,1 до 0,8%, тому на енергоємність вони впливають не суттєво. За основний критерій енергетичної оцінки технологій і комплексів машин прийнятий коефіцієнт енергетичних витрат, що характеризує в цілому прямі і непрямі витрати на виконання процесу за 1 годину роботи.

Енергоємність комплексів машин визначається при прямоточній і перевалочній схемах доставки добрив і трьох схемах організацій процесу внесення: потокова, перевантажувальна і двофазна.

Висновки. На фермах Харківської області корисно використовувати на підстилку здрібнену солому зернових – колосових. Частка підстилки в гної складає близько 10% від загальної маси. При використанні не подрібненої соломи збільшиться опір на розрив, відповідно збільшаться витрати енергії при навантаженні і розкиданні.

На полях області доцільно застосовувати широкозахватні швидкісні агрегати для внесення органічних добрив.

Дрібноконтурність полів, крутизна схилів пред'являють особливі вимоги до технологій застосування добрив і комплексу відповідних машин. Високі та стійкі врожаї в цих умовах можуть бути отримані тільки при систематичному внесенні органічних та мінеральних добрив.

Для господарств Харківської області доцільно використовувати як підстилковий матеріал, подрібнену солому зернових – колосових. При цьому збільшується вологоємність гною, зменшуються витрати енергії при його

навантаженні і розкиданні.

Стосовно до умов Харківської області проведена оцінка роботи гноєрозкидачів. Енергетичні витрати складають 50..80% у залежності від відстані перевезення. Зі збільшенням відстані перевезення енергетичні витрати ростуть значно швидше ніж матеріальні.

Двофазна технологія є енергозберігаючою. Перевантажувальна технологія повинна стати перспективною та дозволить відмовитися від перевалочної (енергозатратної) схеми доставки добрив, за рахунок цього зменшаться втрати азоту в атмосферу.

Список використаних джерел

1. Добровольский Г.В. Экологические функции грунта [Текст]: / Г.В. Добровольский, Е.Д. Никитин. –М.: Изд.-во Моск. ун-та, 1986.- 137с.
2. Миневе В.Г. Агрохимия, биология и экология почвы [Текст]: / В.Г. Миневе, Э.Х. Ремпе. –М.: Росагропромиздат, 1990. – 200с.
3. Якубаускас В.И. Технические основы механизированного внесения удобрений [Текст]: / В.И. Якубаускас. –М.: Колос, 1973. – 231с.
4. Лукьяненко И.И. Приготовление и использование органических удобрений [Текст]: / И.И. Лукьяненко. –М.: Россельхозиздат, 1982. -207с.
5. Марченко М.М. Комплексная механизация приготовления и внесения удобрений [Текст]: / М.М. Марченко. –М.: Колос, 1970. -400с.

Аннотация

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЙ ВНЕСЕНИЯ ТВЕРДЫХ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ В ХАРЬКОВСКОЙ ОБЛАСТИ

Романашенко А.А.

В статье приведен анализ существующих технологий и технические средства внесения органических удобрений и их влияние на норму внесения, расстояние перевозки, параметры поля.

Abstract

ANALYSIS OF TECHNOLOGY DEMONSTRATE HOW THE FIELDS TO THE SOLID ORGANIC MANURE IN THE KHARKIV REGION

A. Romanashenko

The article provides an analysis of existing technologies and technical means of organic fertilizers and their effects on the application rate, distance transportation, field parameters.

ІНФОРМАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ОЦІНКИ РОБОТИ МАШИННИХ АГРЕГАТІВ

Мельник І.І., к.т.н., проф., Зубко В.М., к.т.н., доц., Хворост Т.В., к.е.н.

Сумський національний аграрний університет

Розроблено методика дослідження експлуатаційно-економічних показників та показників якості роботи для існуючих та проєктованих машинних агрегатів при виконанні механізованих технологічних операцій в реальних природно-кліматичних умовах.

Постановка проблеми у загальному вигляді.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, спілкування з аграріями свідчать про те, що при існуючій різноманітності машин на ринку аграрної техніки, при сьогоднішньому формуванні господарств з певних площ (складових частин), розташованих в різних природньо-кліматичних зонах, різному рельєфі полів, їх розмірах та площах оцінка експлуатаційно-економічних та якісних показників використання машинних агрегатів на механізованих технологічних операціях повинна враховувати велику кількість факторів (групи машин, ґрунтово-кліматичні умови, вимоги культур для максимальної реалізації селекційного потенціалу та ін.), результати розрахунку повинні забезпечувати достовірність та відповідність тим умовам, для яких проведений розрахунок. Результати досліджень, з використанням даної методики, повинні мати кінцевий результат за мінімальний проміжок часу.

Існуючі методики розрахунку експлуатаційно-економічних показників та оцінки якості роботи машин були розроблені в основному на початку минулого століття і застосовувалися до машин і технологій того часу.

Застосування сучасних технологій виробництва продукції рослинництва у поєднанні з новітніми конструкціями машин та їх робочих органів вимагають удосконалення методики оцінки якості їх роботи з використанням сучасних засобів математичної обробки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

В умовах інтенсифікації землеробства, впровадження нової техніки і прогресивних технологій важливим резервом підвищення врожайності агрокультур і зниження втрат продукції є ефективне використання машин та поліпшення якості виконання механізованих польових робіт [0].

Аналізуючи історію з початку минулого століття – революції, голодомори, дві світові війни, постійні перебудови забрали найбільшу кількість населення. У той же час населення земного шару збільшується і через декілька десятиліть буде становити близько дев'яти мільярдів чоловік, а це критична чисельність, яку може прогодувати земля. Якщо у 1950 році у світі на 1 га землі припадало менше 2 чоловік, у 2000 році – більше 4, то вже у 2030 році їх буде більше 7 чоловік. Стає очевидним, що найбільш прибутковим бізнесом є

виробництво продукції рослинництва [0].

При інтенсивних технологіях вирощування агрокультур особливу увагу слід приділяти економічному обґрунтуванню кожного машинного агрегату в технології, дотриманню технологічної дисципліни, проведення польових робіт в оптимальні агротехнічні терміни в суворій відповідності з існуючими нормативами і технологічними допусками, а також регулюванню машин на заданий режим роботи [0].

У технологіях виробництва агрокультур механізація технологічних процесів займає особливе місце. У наукових працях Мельника І.І. [0], Погорілого Л.В. [0], Натанзона І.Й. [0], Фінна Е.А. [0, 0], Діденка М.К. [0] та інших були глибоко досліджені питання комплектування машинних агрегатів для обґрунтування раціональних комплексів машин та машинного парку, розроблені методики обґрунтування раціонального складу комплексу машин для виробництва агрокультур з урахуванням різних критеріїв оптимізації.

Вартість сучасних засобів механізації є досить високою, а за умови того, що машини у господарстві будуть працювати не один рік, обробляти не один гектар ріллі, враховуючі потреби рослин, які вирощуються в агроформуванні та відповідність конструкційних особливостей машини ґрунтово-кліматичним умовам місцевості, де вона буде використовуватись, актуальним є питання дослідження та обґрунтування ефективності та доцільності вибору машини для кожної операції. Від того, наскільки вдало будуть вибрані енергетичні засоби та агромашини, залежить і ефективність ведення господарювання, і вплив на екологію, і спадок майбутньому поколінню.

Формулювання мети статті.

Метою даної статті є дослідження ефективності використання машинного агрегату за експлуатаційно-економічними та якісними показниками.

Виклад основного матеріалу.

Аграрне виробництво складається з безліч складових та швидкоплинних процесів. Однією з таких складових господарської діяльності агроформувань є засоби механізації, для дослідження ефективності використання яких необхідно об'єднати в єдину модель і спрогнозувати результат, а значить і швидко прийняти рішення. При цьому, перш ніж прийняти рішення про доцільність використання того чи іншого машинного агрегату, необхідно провести дослідження техніко-експлуатаційних показників та показників якості виконання ними відповідної механізованої технологічної операції. Такі дослідження проводяться відповідно до програми та методики експериментальних досліджень техніко-експлуатаційних показників машинних агрегатів, які включають в себе як польові так і лабораторні дослідження.

Сучасні методи інформаційних технологій дозволяють значно спростити та здешевити результати оцінки роботи машинних агрегатів.

Оперативне отримання інформації завжди дає нам можливість працювати «на випередження».

Визначальним в цій ситуації є інструмент, завдяки якому отримуються данні для обробки, аналізу та прийняття рішення. Мова йде про методику, яка використовується для отримання інформації. Результат розрахунку, отриманий

у лабораторних умовах, повинен відповідати результату хронометражних спостережень у виробничих умовах. Саме такою є розроблена нами математична модель і комп'ютерна програма «Машинний агрегат», алгоритм якої реалізований в середовищі Microsoft Office Excel.

Робота з комп'ютерною програмою «Машинний агрегат».

Основною умовою для проведення розрахунків повинна бути достовірна база даних.

Вхідними параметрами комп'ютерної програми «Машинний агрегат» є конструктивні параметри енергетичних засобів і агромашин, а також агрокліматичні та фізико-механічні умови їх роботи при виконанні тих чи інших механізованих операцій за умови забезпечення агротехнічних вимог.

Основними вихідними параметрами реалізації програми є результати роботи машинних агрегатів з урахуванням вартості та якості виконання механізованих робіт.

Дослідження енергетичного засобу.

Вхідні параметри: марка енергетичного засобу, визначена виробником, тип енергетичного засобу, основний технологічний параметр енергетичного засобу, потужність двигуна, питома витрата палива, експлуатаційна маса, балансова вартість енергетичного засобу, нормативне річне завантаження, система ТОР, коефіцієнт надійності енергетичного засобу.

Вихідні параметри: гакове зусилля, витрати паливо-мастильних матеріалів, амортизаційні відрахування, коефіцієнт забезпечення агро вимог.

На рис. 1 представлена схема щодо дослідження (розрахунку) енергетичного засобу.

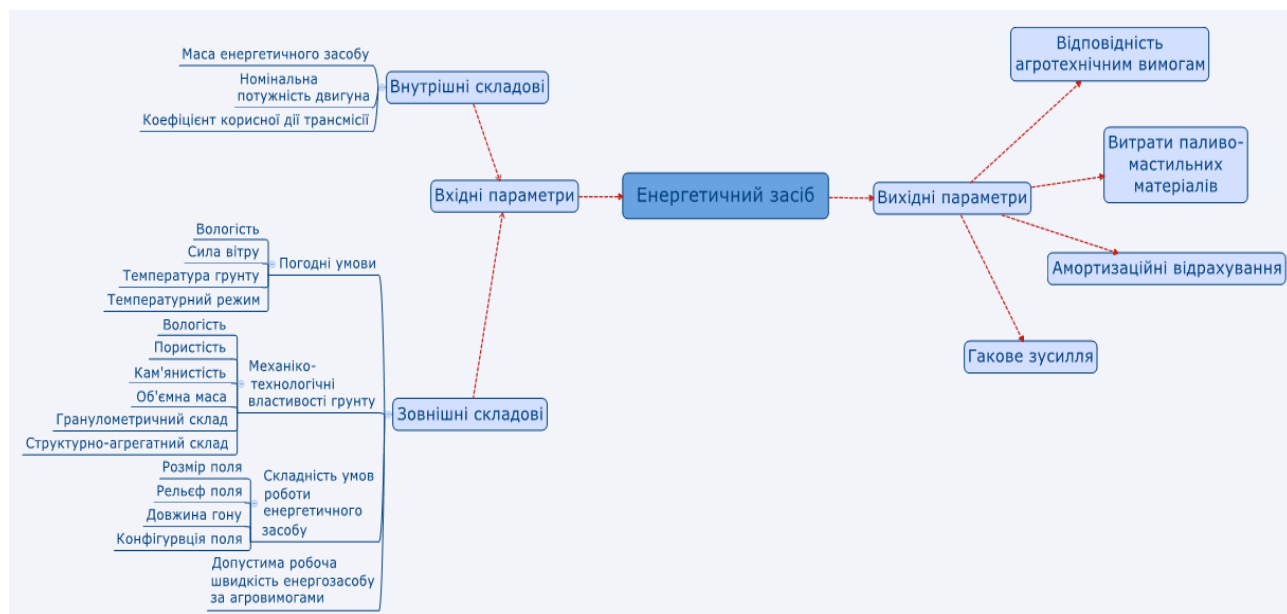


Рис. 1 – Схема дослідження енергетичного засобу

Результати підготовки бази даних по енергетичних засобах для використання їх у зазначеній програмі «Машинний агрегат» наведено на рис. 2.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
2	Джон Дір 8420	181	2	60.0	198	200	10.00	195000	1600	1	2.20	0.98	0.98			Трактор колісний 4К4 клас 6
3	Джор Дір 9430	220	2	60.0	316	200	20.10	442000	1600	3	2.20	0.98	1.00			Трактор колісний 4К4 клас 6
4	Джон Дір 9530	221	2	65.0	351	200	20.30	480000	1600	3	2.20	0.98	1.00			Трактор колісний 4К4 клас 6
5	K-701	1	2	65.0	220	245	13.00	86435	1500	1	2.70	0.92	1.00			Трактор колісний 4К4 клас 5
6	K-700A	2	2	60.0	158	245	12.30	59800	1500	1	2.20	0.80	1.00			Трактор колісний 4К4 клас 5
7	Умовні позначення колонок:															
8	1 - Марка енергетичної машини;						4 - Основний технологічний параметр(максимальне тягове зусилля для тракторів, кН; вантажопідйомність для автомобілів, т; пропускна здатність для комбайнів, кг/с);									
9	2 - Шифр енергетичного засобу;						5 - Потужність двигуна, кВт;									
10	3 - Тип енергетичної машини:						6 - Питома витрата палива, г/кВт*год (г/км);									
11	0 - людина;						7 - Експлуатаційна маса, т;									
12	1 - гусеничні трактори;						8 - Світова ціна, \$;									
13	2 - колісні трактори 4К4;						9 - Нормативне річне завантаження, год;									
14	3 - колісні трактори 4К2;						10 - Система ТОР (визначає ресурс енергетичного засобу до 1-го капітального ремонту:									
15	4 - самохідні комбайни;						1- стара система; 2 - нова система; 3 - система для іноземної техніки.									
16	5 - автомобілі-самоскиди (бензинові);						11 - Виріток енергомашини в умовних гектарах за годину (для гусеничних - $K=0.06G+0.01Ne$; решти - $K=0.05G+0.01Ne$);									
17	6 - автомобілі-самоскиди (дизельні);						12 - Коефіцієнт надійності енергозасобів;									
18	7 - автомобілі бортові (бензинові);						13 - Коефіцієнт забезпечення агровиимог.									
19	8 - автомобілі бортові (дизельні);						14 - Знаком (+) відмічаються енергетичні засоби, які необхідно включити у розрахунок.									
20	9 - електродвигун;															
21																

Рис. 2 - Загальний вигляд бази даних по енергетичних засобах

Дослідження агромашини.

Вхідні параметри: марка агромашини визначена виробником, тип агромашини, основний технологічний параметр, максимальна дозволена агровиимогами швидкість, потужність на ВВП, експлуатаційна маса агромашини, балансова вартість агромашини, нормативне річне завантаження агромашини, система ТОР, кількість обслуговуючого персоналу, кінематична довжина машини, коефіцієнт надійності машини.

Вихідні параметри: загальний опір машини, амортизаційні відрахування, коефіцієнт відповідності агротехнічним вимогам.

Схема дослідження агромашини представлена на рис. 3.

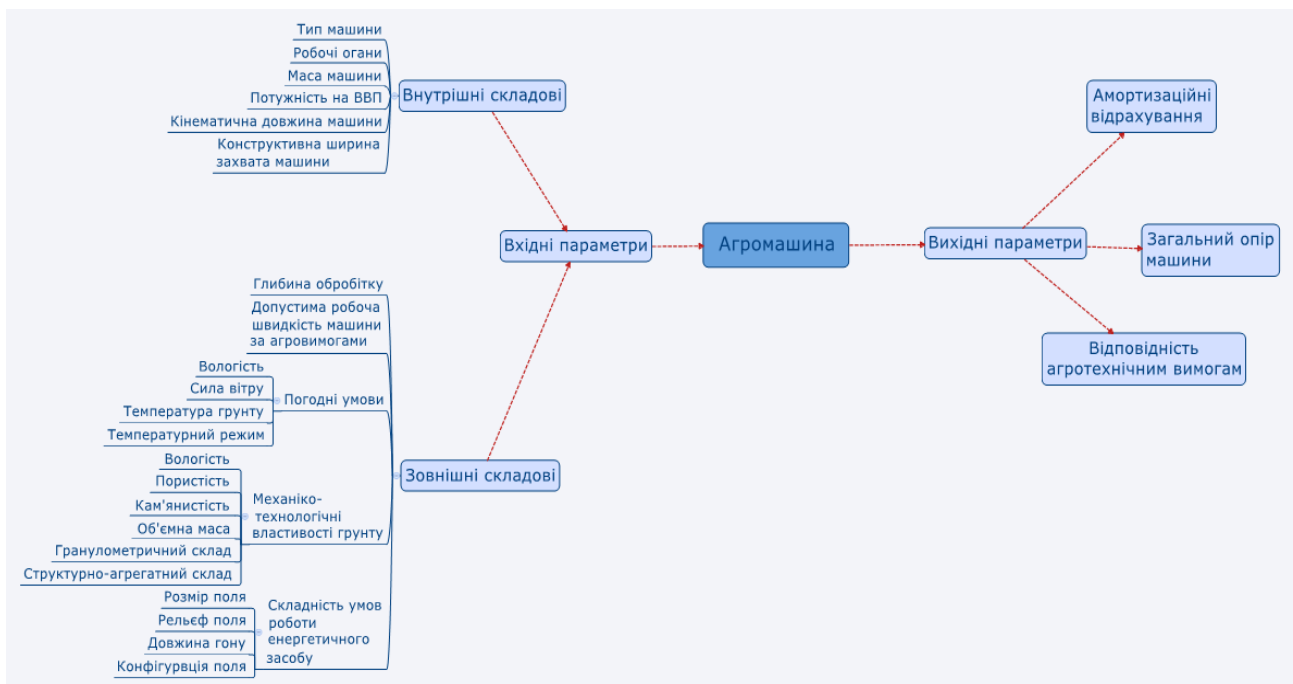


Рис. 3 – Схема дослідження агромашини

Результати підготовки бази даних по агромашинах для використання їх у зазначеній програмі «Машинний агрегат» наведено на рис. 4.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y			
1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16												
2	ПТК-9-35	1	1	3.20	10	0.0	2.80	4175	240	1	0	7.5	0.92	0.98														
3	ПНТК-10-35	365	1	3.50	10	0.0	3.00	7702	480	2	0	7.7	0.92	0.98														
4	ПТК-6/7-40	7	1	2.80	9	0.0	1.50	3737	240	1	0	7.0	0.92	0.98														
5	ПНЛ-8-40	2	1	3.20	10	0.0	2.15	4100	240	1	0	7.0	0.92	0.98														
6	ПНН-10-35Д	537	1	3.50	10	0.0	2.80	5628	240	2	0	7.5	0.92	0.98														
7	МФ 720	374	1	2.70	10	0.0	1.60	15000	300	3	0	6.5	0.98	0.98														
8																												
9	Умовні позначення колонок:																											
10	1 - Марка сільськогосподарської машини;														4 - Максимальна ширина захвату для машин типу 1,2,3,4,9,10,11,12 м;													
11	2 - Шифр сільськогосподарської машини;														Вантажопідйомність (т) для машин типу 6,7,8;													
12	3 - Тип сільськогосподарської машини														Продуктивність, т/год, для машин типу 5;													
13	1 - тягові звичайні (4 - ширина захвату; 5 - максимальна швидкість; 6 - потужність=0);														5 - Максимальна робоча швидкість, км/год; Ширина захвату для машин типу 6, м;													
14	2 - зчепки (4 - ширина захвату; 5 - максимальна швидкість; 6 - потужність=0);														Максимальна пропускну здатність для машин типу 11,12 кг/с;													
15	3 - тягово-приводні (4 - ширина захвату; 5 - максимальна швидкість; 6 - потужність ВВП, кВт);														6 - Потужність на ВВП,кВт(питома потужність для типу машин 9 і 12 кВт/кг*с);													
16	4 - навісні без робочих органів для ґрунту (4 - ширина захвату; 5 - максимальна швидкість; 6 - потужність ВВП, кВт);														7 - Експлуатаційна маса, т;													
17	5 - навантажувачі і стаціонарні (4 - продуктивність, т/год; 5 - швидкість=0; 6 - потужність ВВП, кВт);														8 - Балансова вартість, ум. од.;													
18	6 - причіпні та напісні розкидачі добрив (4 - вантажопідйомність, т; 5 - ширина захвату, м; 6 - потужність ВВП, кВт);														9 - Нормативне річне завантаження, год;													
19	7 - тракторні транспортні машини (4 - вантажопідйомність, т; 5 - максимальна швидкість; 6 - потужність ВВП, кВт);														10 - Система ТОР (визначає ресурс сільськогосподарської машини до 1-го ремонту													
20	8 - автомобільні причепи і транспортні машини (4 - вантажопідйомність, т; 5 - максимальна швидкість; 6 - потужність=0);														1 - стара система; 2 - нова система; 3 - система для іноземної техніки).													
21	9 - жатки і хедери для самохідних комбайнів (4 - ширина захвату; 5 - максимальна швидкість; 6 - потужність ВВП														11 - Кількість обслуговуючого персоналу;													
22	на одиницю пропускну здатності, кВт/кг*с); 10 - причіпні комбайни із змінними жнивярками і хедерами														12 - Кінематична довжина машини, м;													
23	(4 - ширина захвату; 5 - максимальна швидкість; 6 - потужність ВВП, кВт); може працювати як тип 3;														13 - Коефіцієнт надійності машини;													
24	11 - жнивярки і хедери для причіпних комбайнів типу 10 (4 - ширина захвату; 5 - пропускуна здатність, кг/с;														14 - Коефіцієнт забезпечення агровиомом.													
25	6 - потужність ВВП на одиницю пропускну здатності, кВт/кг*с);																											
26	12 - причіпні комбайни з пропускуною здатністю із постійними хедерами (4 - ширина захвату; 5 - пропускуна здатність, кг/с;																											
27	6 - потужність ВВП на одиницю пропускну здатності, кВт/кг*с);																											
28	13 - засоби і інструменти для ручних робіт (4 - продуктивність, т/год);																											

Рис. 4 – Загальний вигляд бази даних по агромашинам

Дослідження машинного агрегату.

Вхідні параметри: коефіцієнт опору руху, допустима робоча швидкість агрегату за агровиомогами, коефіцієнт зчеплення ведучого апарату, дотична сила тяги, сила зчеплення, сила опору перекочування, рушійна сила (рис. 5).

Вихідні параметри: потужність на тягу, потужність на буксування, фактична швидкість агрегату, потужність на перекочування, коефіцієнт використання потужності, коефіцієнт відповідності агротехнічним

ВИМОГАМ.



Рис. 5 – Схема формування досліджень машинного агрегату

Для отримання економічних показників необхідно мати додаткову інформацію. З цією метою методика доповнена наступними довідковими

даними: оплата праці, довідник цін, вартість послуг, погодинні тарифні ставки, швидкості руху та витрати палива на переїздах, клас ґрунтів за питомим опором та інші (рис. 6).

Вирощування агрокультур супроводжується певними технологічними операціями. В свою чергу робота кожної окремої механізованої технологічної операції якісно забезпечується машинним агрегатом.

1. Структурні підрозділи підприємства

Найменування	Скорочено	Курс долара	27
Сумський НАУ	СНАУ		

2. Оплата праці: тарифна сітка

мінімальна заробітна плата:	1218	грн.
річний фонд робочого часу:	2011	год.
місячна норма робочих годин:	168	год.

Категорія працівників

Категорія працівників	Розряд роботи						Коефіцієнт співвідношення між категоріями
	1	2	3	4	5	6	
Мікрозрядні коефіцієнти	1.00	1.09	1.20	1.35	1.55	1.80	X
Трактористи-машиністи	65.63	71.54	78.76	88.60	101.73	118.13	1.29
На ручних роботах у тваринництві	59.02	64.33	70.82	79.67	91.48	106.23	1.16
На ручних роботах у рослинництві	50.88	55.46	61.05	68.68	78.86	91.58	1.00
На ремонтних роботах	53.93	58.78	64.71	72.80	83.59	97.07	1.06
На верстатних роботах	60.54	65.99	72.65	81.73	93.84	108.98	1.19
На ремонтно-будівельних роботах	63.60	69.32	76.31	85.85	98.57	114.47	1.25

3. Довідник цін

	вантажні	для легкових та спеціальних		
Базові планові показники	за км	за км		
Планова собівартість автопарку	т-км	км	год	
СНАУ	грн	0.96	1.19	21.21

4. Планова собівартість 1 умат.га (без прямої оплати праці і ПММ)

Планова собівартість 1 умат.га (без прямої оплати праці і ПММ)	з території		
СНАУ	грн	32.51	4.00

Клас ґрунтів за питомим опором, кН/м²:

1 - (27 - 34)			
2 - (35 - 39)			
3 - (40 - 48)			
4 - (49 - 55)			
5 - (56 - 62)			
6 - (63 - 67)			
7 - (68 - 75)			
8 - (76 - 82)			
9 - (83 - 90)			

Рис. 6 – Загальний вигляд бази даних з довідковою інформацією

Слід зауважити, що кожний машинний агрегат, за умовами роботи, має свої як технологічні так і технічні показники. Наприклад, на експлуатаційно-економічні показники роботи орного агрегату істотно буде впливати фізико-механічний склад ґрунту, натомість при збиранні на показники комбайна істотний вплив буде мати механіко-технологічні властивості культури. Враховуючи цей факт розроблено декілька підходів для визначення показників роботи машинних агрегатів. В методиці ці групи машин розбиті на категорії: орний агрегат, простий агрегат, багатомашинний агрегат, самохідний збиральний агрегат, причіпний збиральний агрегат, автомобілі.

За результатами проведених досліджень отримуємо результат, який поділяється на дві складові: експлуатаційно-економічні показники та показники якості роботи машинного агрегату на механізованій технологічній операції. Кожен результат включає технічні та технологічні показники, обумовлені конструктивними особливостями машин, технологічними вимогами та умовами роботи машинного агрегату (рис. 7 та 8). На основі відповідних даних формується результат досліджень за відповідними показниками.



Рис. 7 – Схема формування результату досліджень машинного агрегату за експлуатаційно-економічними показниками

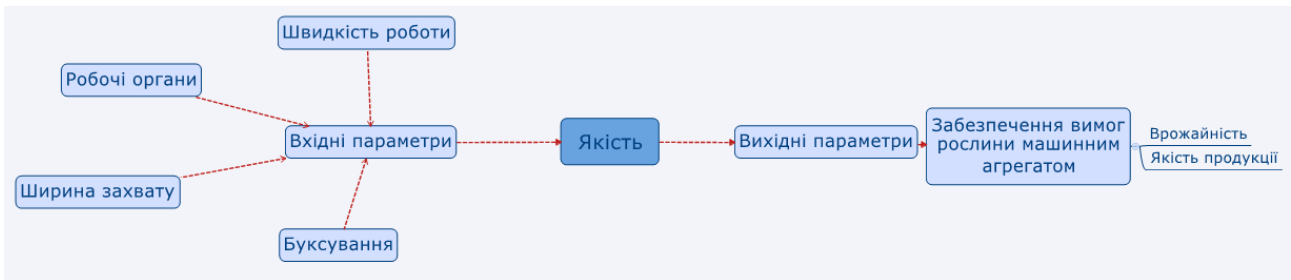


Рис. 8 – Схема формування досліджень машинного агрегату за показником якості

При розрахунку будь-якого агрегату вікно умовно поділяється на три частини: перша – вхідні данні (рис. 9), експлуатаційно-економічні показники розрахунків (рис. 10) та показники якості (рис. 11).

№	А	В	С	Д	Е	Г	З	Т	Кп	Кн	Кя	Т	М	Н	О	Р	Q	R	
1	Склад орного машинного агрегату																		
2	Енергетичний засіб	Тип	Рдоп	N	q	G	C	t											
3	ХТЗ-150-05	206	1	37.0	129	220	8.15	52000	2000	2	1.65	0.80	1.00					Трактор гусеничний клас 3 ХТЗ-150-05-09	
4	Агромашина	Тип	В	V		G	C	t		n	Кд	Кн	Кя						
5	ПЛН-5-35	4	1	1.80	7	0.0	0.90	1700	240	1	0	4.2	0.98	0.93				Плуг лемішний 5-корпусний	
6	Вхідні дані																		
7	Фон поверхні ґрунту				3	Спосіб руху агрегату				1									
8	Питомий опір ґрунту, кН/м2				7	Віддаль від парку до поля, км				1									
9	Умови роботи машинного агрегату				3														
10	Рельєф, %				3														
11	Глибина обробки ґрунту, см				25														
12	Довжина гонів, м				1200														

Рис. 9 – Загальний вигляд вікна з відображенням вхідних даних

Енергетичний засіб		Агромашина		Машинний агрегат	
Коефіцієнт опору руху	0.066	Коефіцієнт опору руху	0.076	Коефіцієнт використання тягового зусилля	0.69
Коефіцієнт зчеплення ведучого апарату	1.019	Сила опору перекошування, кН	0.07	Коефіцієнт RO	0.42
Допічна сила тяги, кН	56.39	Сила опору підйому, кН	0.27	Буксування, %	2.45
Сила зчеплення, кН	80.55	Сила опору виконання процесу кН	33.18	Фактична швидкість агрегату, км/год	6.83
Сила опору перекошування, кН	5.34	Загальний опір агрегату, кН	33.52	Потужність на перекошування, кВт	10.13
Сила опору підйому, кН	2.45			Потужність на підйом, кВт	4.64
Рухлива сила, кН	46.60			Потужність на буксування, кВт	2.69
				Потужність на тягу, кВт	63.58
				Ефективна потужність, кВт	102.97
				Коефіцієнт використання потужності	0.80

Кінематика машинного агрегату		Баланс часу зміни		Техніко-економічні показники	
Радіус повороту агрегата, м	2.88	Час зміни, год	7.00	Продуктивність агрегату, га/год	0.90
Довжина вилу агрегата, м	5.85	Час на переїзду до поля, год	0.11	Затрати праці, люд-год/га	1.11
Шириня поворотної смуги, м	10.17	Час, витрачений на ТО енергомашини, год	0.40	Витрата палива, кг/га	25.25
Робоча довжина тону, м	1179.66	Час, витрачений на ТО агромашини, год	0.04	Вартість палива, грн/га	478.28
Довжина холостого ходу, м	15.24	Втрати часу на повороти, год	0.19	Вартість оливи, грн/га	10.11
Шириня захвату агрегата, м	1.98	Час на фізіологічні потреби, год	0.90	Оплата праці, грн/га	126.97
		Основний час, год	4.65	Амортизація, грн/га	149.32
Коефіцієнт робочих ходів	0.84	Коефіцієнт використання часу зміни	0.66	Витрати на ТО, грн/га	160.73
				Прямі експлуатаційні затрати, грн/га	925.41

Зведені показники агрегату		Енергозасіб		Надійність	
Склад МА	Продуктивність, га/год	Затрати праці, люд-год/га	Витрата палива, кг/га	Час роботи машини на рік, год	236
	0.90	1.11	25.25	Час на відновлення в рік, год	5
				Кількість відмов на рік	2
ХТЗ-150-05				Наробіток на вивому, год	150
ПНН-5-35				Періодичність проведення ТО, год	147

Рис. 10 – Загальний вигляд вікна з відображенням результатів розрахунку – експлуатаційно-економічні показники

Тип	В	С	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	
Енергетичний засіб	251	2	58	265	195	10.83	216000	1500	3	3.3	0.91	0.92												
Агромашина																								
БГР-6.7	715	1	6.7	0	0	7.7	14500	200	2	0	5.1	0.96	0.76											

Коефіцієнт якості (відповідність агротехнічним вимогам) машинного агрегату		0.27	
Енергозасобу	0.86	Агромашини	0.3116

Рис. 11 – Загальний вигляд вікна з відображенням результатів розрахунку – показник якості виконання механізованої технологічної операції машинним агрегатом

Висновок

Розроблена методика дозволяє виконати глибокий аналіз експлуатаційно-економічних та якісних показників використання машинного агрегату в будь-яких природно-кліматичних умовах як для існуючих так і проєктованих агрегатів.

Список використаних джерел

1. Орманджи К. С. Контроль качества полевых работ. / К.С. Орманджи / Справочник. – М.: Росагропромиздат, 1991. – 191 с.
2. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник / [І. І. Мельник, В. Д. Гречкосій, В. В. Марченко та ін.]. – К. : ВВЦ НАУ, 2004.– 151с.
3. Погорельый Л. В. Применение методов системного анализа при испытаниях сельскохозяйственной техники / Л. В. Погорельый, В. В. Брей // Обзорная информация ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”. – М. : ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”, 1976. – 68 с.

3. Натанзон І. Й. Комплектування машинно-тракторного парку колгоспів і радгоспів різних зон УРСР. / Натанзон І. Й. – К. : Вид-во Укр. акад. с.г. наук, 1961. – 104с.
4. Губко В. Р. Питання методики і результати розрахунків машинно-тракторного парку на ЕОМ / В. Р. Губко, Е. А. Фінн, Л. М. Козакова ; голов. ред. В. С. Крамаров // Застосування математичних методів у дослідженнях складних процесів сільськогосподарського виробництва. – К. : Урожай, 1972. – С. 10–17.
5. Губко В. Р. Определение состава машинно-тракторного парка для хозяйств основных зон Украинской ССР / Губко В. Р., Финн Э. А., Варшавский М. Л. – К. : УкрНИИНТИ, 1972. – 44с.
6. Диденко Н. К. Обоснование состава комплексов машин для растениеводства / Н. К. Диденко, В. Д. Гречкосей, И. И. Мельник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1980.– № 9. – С. 4–5.

Аннотация

ИНФОРМАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ОЦЕНКИ РАБОТЫ МАШИННЫХ АГРЕГАТОВ

Мельник И.И., Зубко В.Н., Хворост Т.В.

Разработана методика исследования эксплуатационно-экономических показателей и показателей качества работы для существующих и проектируемых машинных агрегатов при выполнении механизированных технологических операций в реальных природно-климатических условиях.

Abstract

INFORMATION TECHNOLOGY ASSESSMENT WORK MACHINES GENERATORS

I. Melnik, V. Zubko, T. Khvorost

A technique for examining operational and economic performance indicators and quality of existing and projected machine units in the performance of mechanized manufacturing operations in real climatic conditions.

ГІС-ТЕХНОЛОГІЇ ПРИ ВИЯВЛЕННІ ДЕГРАДАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ГРУНТОВОГО ПОКРИВУ ЛІСОСТЕПОВОЇ ЧАСТИНИ ХАРКІВСЬКОЇ ОБЛАСТІ

Казаченко Л.М., доц., к.т.н, Казаченко Д.А. інж.

Харківський національний аграрний університет імені В.В. Докучаєва

Висвітлено основні критерії застосування даних дистанційного зондування Землі з космічного простору для виявлення та швидкого реагування на процеси деградації ґрунтового покриву земель сільськогосподарського призначення, що є приватною власністю громадян власників земельних часток (паїв) і постійно використовуються за цільовим призначенням. Розглядається питання щодо раціонального використання деградованих та ерозійно-небезпечних земель в сільськогосподарських підприємствах Харківської області.

Постановка проблеми. Виявлення процесів деградації ґрунтового покриву в сільськогосподарських підприємствах та відтворення родючості земель можливо тільки із застосуванням новітніх ГІС-технологій. Сучасне сільськогосподарське виробництво можливе тільки за умови наявності сучасної інформації про стан ґрунтового покриву через нові технології.

Зв'язок із важливими науковими і практичними завданнями. В законі України “Про загальнодержавну програму використання і охорони земель” виділено таке поняття, як „захист земель від виснаження, деградації, забруднення, а також збереження ландшафтного і біологічного різноманіття”, у зв'язку з цим, на нашу думку, необхідно новітніми інструментальними методами визначити території, що потребують особливого захисту і надати рекомендації щодо їх подальшого використання.

Аналіз останніх досліджень та публікацій, присвячених вирішенню цієї проблеми. Наявність великої кількості наукових публікацій з питань зупинення процесів деградації ґрунтового покриву, створення стійкої системи нарощування біоресурсного потенціалу земель, збільшення питомої ваги земель з природними ландшафтами потребує осмислення і систематизації. Екологічна оцінка природних ландшафтів і біорізноманіття та охорони земель розглянуто в ряді законодавчих актів України. [1, 2]. Автори [3, 4] вважають, що прогнозування розвитку ерозії ґрунтів потрібно вирішувати у найближчий час.

Формування цілей статті При розгляданні можливостей супутникових технологій у виявленні процесів деградації ґрунтового покриву вирішальними можуть стати дані дистанційного зондування Землі з космічного простору. За даними ДЗЗ можливо прогнозувати явища розвитку ерозійних та деградаційних процесів ґрунтового покриву.

Невирішені частини загальної проблеми. Система моніторингу включає у себе підсистеми: спостережень, інформаційного забезпечення,

аналізу і прогнозування та розробки управлінських рішень. Основною метою застосування даних ДЗЗ було виявлення розвитку ерозійних процесів та подальше прогнозування використання деградованих земель.

В наш час, коли землі сільськогосподарського використання є приватною власністю громадян, які у більшості здають в оренду сільськогосподарським товаровиробникам, виникає проблема раціонального використання ерозійно небезпечних земельних ділянок, які у більшості використовуються без врахування агротехнічних заходів щодо раціонального використання таких земельних ділянок. Для досягнення економічного та екологічного ефекту використання деградованих та ерозійно небезпечних земель потрібно застосування відповідних агротехнічних заходів або виведення з активного обробітку шляхом консервації земель. Для швидкого реагування щодо розвитку негативних руйнівних процесів ґрунтового покриву і прийняття відповідних рішень потрібна правдива інформація, яку можна постійно отримувати завдяки застосуванню даних дистанційного зондування Землі (ДЗЗ) та новітніх ГІС-технологій.

Основною метою нашого дослідження було виявлення розвитку ерозійних процесів на землях сільськогосподарського призначення та подальше прогнозування використання деградованих земель у сільськогосподарському виробництві із застосуванням даних ДЗЗ. Досліджені земельні масиви на цей час використовуються сільськогосподарським підприємством на умовах оренди і ці ерозійно-небезпечні землі юридично знаходяться у приватній власності громадян для ведення товарного сільськогосподарського виробництва

Найкращім вирішенням проблеми є створення протиерозійного впорядкованого агроландшафту. Для цього використовують різну інформацію. Вивченню та аналізу підлягають колишні проекти внутрігосподарського землеустрою, наявні схеми формування екомережі, проекти роздержавлення та приватизації земель, матеріали ґрунтових, геоботанічних, геологічних та інших обстежень, якісні характеристики сільськогосподарських угідь, дані про властивості ґрунтів, економічні показники виробництва сільськогосподарської продукції за останні 5-10 років. Як планово-картографічну основу використовують земельно-кадастрові плани, застарілі матеріали аерофотозйомки минулих років. При значних змінах у контурах місцевості для визначення меж проводять горизонтальну зйомку території. Як правило використовують застарілі матеріали ґрунтового обстеження, які зазнали значних змін якості ґрунтового покриву.

Після аналізу наявних матеріалів проводять польове обстеження території земель з метою визначення проектних рішень та заходів, спрямованих на покращення ситуації. Але ці роботи потребують дуже багато часу і коштів.

При застосуванні GIS-технологій та даних дистанційного зондування Землі з космічного простору під час розробки проектів економиться час для прийняття управлінських рішень.

За допомогою даних космічного базування Землі можливо досить швидко визначити межі досліджуваних територій, визначити приблизні геодезичні

координати досліджуваної місцевості, тим самим скоротити час проведення обстежень. Для швидкого реагування та прийняття управлінських рішень щодо подальшого використання деградованих земель необхідно мати таку інформацію.

Основною метою застосування GIS-технологій та даних ДЗЗ є швидке виявлення територій, що зазнали процесу деградації ґрунтового покриву та можливе прогнозування розвитку негативних явищ. Задачами нашого дослідження було виявлення процесів деградації ґрунтового покриву за даними ДЗЗ для швидкого реагування та поліпшення ситуації.

Для дослідження було обрано земельний масив загальною площею 58.83га, інтенсивного сільськогосподарського використання. Для досягнення означеної мети ми застосували дані дистанційного зондування Землі з космічного простору. За даними дишефрування космічного знімку ми мали приблизне місцезнаходження земельного масиву з наявними негативними процесами. На представленому космічному знімку великої роздільної здатності можна побачити процеси еродованості, величину змитості та засоленості ґрунтового покриву.

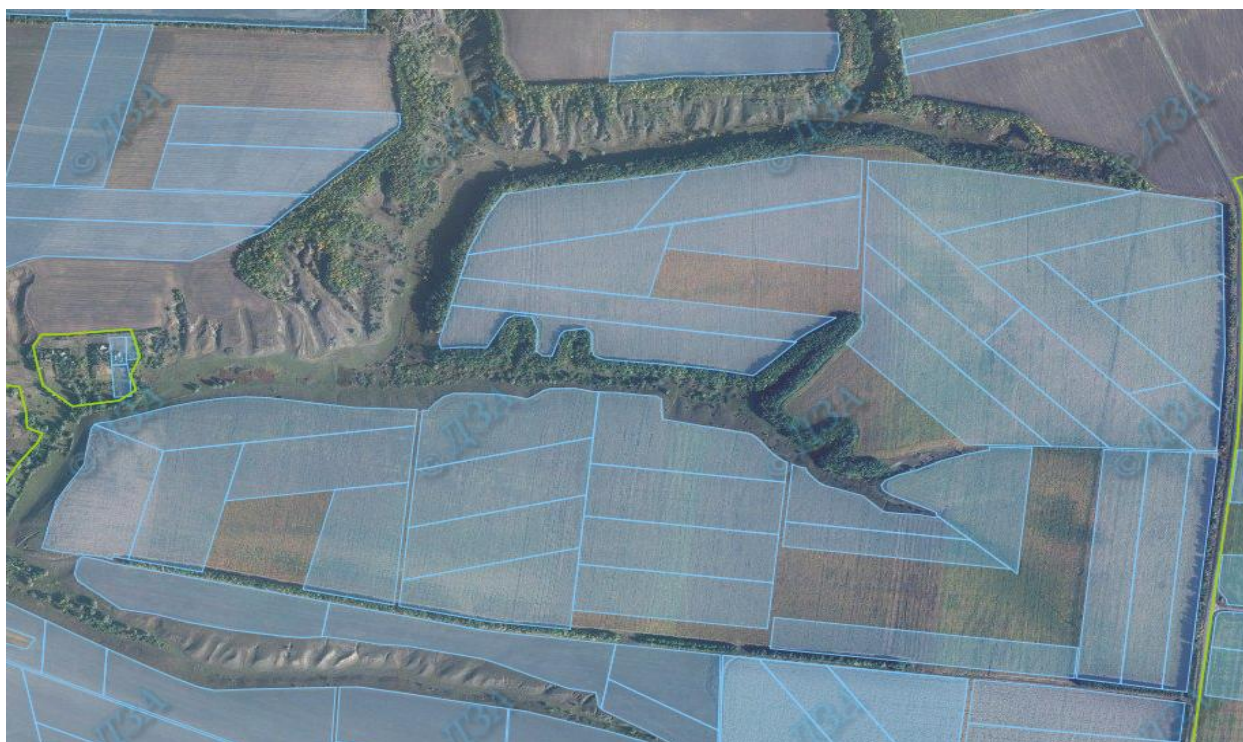


Рис. 1 – На космічному знімку виділений земельний масив з розвитком ерозійних процесів

За багаторічними даними земельний масив інтенсивного використання є малопродуктивним з точки зору сільськогосподарського виробництва. Середні врожаї вирощуваних сільськогосподарських культур за минулі 7 років були низькими та дуже низькими, ухил земельного масиву великим і не зручним в обробітку.

Нашою метою було визначення точного місце розташування, площу земельного масиву та ступінь еродованості ґрунту. За даними землевпорядного

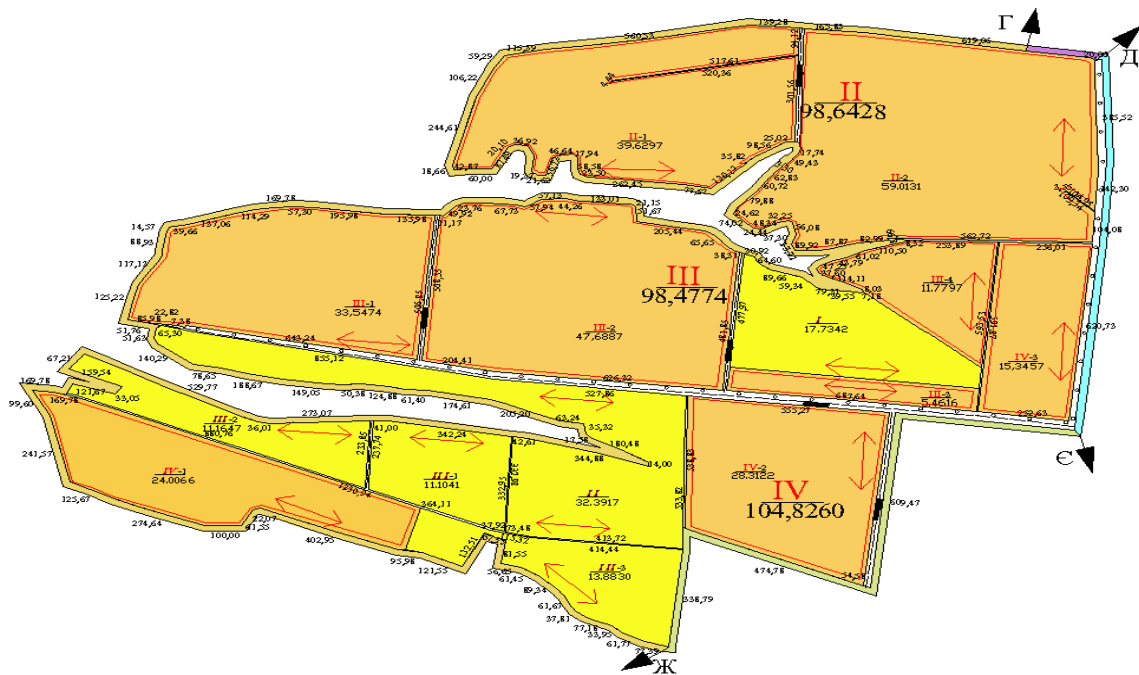


Рис. 3 – Рациональне використання досліджуваної території (рожевим кольором використання у польовій сівозміні, жовтим – у ґрунтозахисній, стрілками – напрямком обробітку ґрунту).

Також в результаті ґрунтового обстеження деградованої ріллі на глибині орного шару ґрунту 25см були пораховані вміст гумусу та кислотність. Глибина ріллі – 25 см; середній вміст гумусу – 3,4; кислотність РН – 5,4. Середнє значення ухилу земельного масиву становить 7°-9°.

Земельний масив площею 386.0426га пропонується використовувати у польовій сівозміні, а 54.9213га не виводити з інтенсивного використання ґрунту, а використовувати у ґрунтозахисній сівозміні.

Висновки.

1. За допомогою ГІС-технологій у найкоротший час виявлено земельні ділянки з деградаційними процесами ґрунтового покриву сільськогосподарського підприємства СТОВ «Довжик» Золочівського району Харківської області, надані рекомендації подальшого використання земель для ведення товарного сільськогосподарського виробництва.

2. Виявлені території порушених земель, що було швидким реагуванням на процеси деградації ґрунтового покриву для агротехнічних заходів з точним розрахунком прямих капіталовкладень на ту площу і те місце, де це потрібно.

Список використаних джерел

1. Закон України «Про охорону земель» від 19.06.2003р.№962-IV.
2. С.Ю.Булигін Прогноз ерозії ґрунтів для цілей проектування протиерозійно упорядкованих агроландшафтів. Методичні вказівки. - К.: НАУ, 2004. 44с.
3. В.М. Кривов Екологічно безпечне землекористування лісостепу України. Проблема охорони ґрунтів. Наук.видання К.: Урожай, 2006. -304 с.

4. Наказ Держкомзему України від 17.10.2002р. №175 „Про порядок консервації земель”.

Аннотация

ГИС-ТЕХНОЛОГИИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ДЕГРАДАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ПОЧВЕННОГО ПОКРОВА ЛЕСОСТЕПОВОЙ ЧАСТИ ХАРЬКОВСКОЙ ОБЛАСТИ

Казаченко Л.М., Казаченко Д.А.

Освещены основные критерии применения данных дистанционного зондирования Земли с космического пространства для выявления и быстрого реагирования на процессы деградации почвенного покрова земель сельскохозяйственного использования, которые находятся в личной собственности граждан собственников земельных наделов и постоянно используются по целевому назначению. Рассматриваются рекомендации рационального использования деградированных и эрозионно-опасных земель в сельскохозяйственных предприятиях Харьковской области путём введения полевого севооборота на площади 386.0426га и даны рекомендации в использовании 54.9213га в почвозащитном севообороте для выращивания культур сплошного сева, что будет агротехническим мероприятием по рациональной организации территории.

Abstract

GIS-TEHNOLOGY AT VIYAVLENNI DEGRADATSIYNIH PROTSESIV GROUND CROOKED LISOSTEPOVOÏ CHASTAIN HARKIVSKOÏ OBLASTI

L. Kazachenko, D. Kazachenko

Annotation: highlight the major criteria for the application of remote sensing data with space for viyavleniya and rapid response to the processes of soil degradation of farm land use, which are in private ownership of land parcels and owners are constantly used for the intended purpose. Considered recommendations ratsionalnogo use of degraded and erozionno dangerous land in farms Harkovskoy area by introducing a field rotation on the square 386.0426 ga and recommendations to use 54.9213ga in soil protection rotation crop for continuous planting that will be. Keywords: degradation of soil, soil survey, the latest GIS - technology and remote sensing, the revival of productivity of land, protection from exhaustion and erodirovannosti soil cover, land management projects, crop rotation.

К ПОСТРОЕНИЮ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ЗАПЫЛЁННОГО ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ЗОНЕ ДООЧИСТИТЕЛЯ РАЗРАБОТАННОГО ПРЯМОТОЧНОГО ЦИКЛОНА

Харченко С.А., к.т.н., доц., Гаек Е.А., инж.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Предложена математическая модель динамики дисперсной фазы между дисками доочистителя, получены уравнения угловых скоростей вращения дисков и уравнения радиальной скорости потока между дисками.

Постановка проблемы.

Перспективным способом повышение эффективности процесса очистки является комбинирование устройств различного принципа действия путем применение разработанного прямоточного циклона [1].

Основным рабочим органом разработанного циклона является многодисковый доочиститель [2]. Доочистка запыленного воздушного потока происходит за счет образованного давление между двумя близкорасположенными дисками. При этом вращение дисков обеспечивает отбрасывание диспесных частиц в зону улавливания. Движение потока в зазорах между дисками доочистителя зависит от ряда факторов. В частности, зависит от расстояния между дисками и скорости их вращения [3]: при малом зазоре эпюра скоростей потока между дисками может незначительно отличаться от параболической. С увеличением зазора геометрия потока становится сложной, весь поток разделяется на два пристенных слоя. При этом скорость этих слоёв с ростом оборотов увеличивается, а толщина слоёв уменьшается. Поток между ними может быть либо неподвижен относительно поверхности дисков, либо медленно двигаться в противоположную вращению сторону, а составляющая скорости частиц увеличивается от стенки к середине междискового зазора.

Уменьшение окружной скорости частиц при движении потока вдоль тарелок обусловлено действием кориолисовых сил [4, 5]. Чем дальше частицы находятся от поверхности дисков, тем в меньшей степени они увлекаются ими из-за уменьшения сил трения, и, следовательно, они должны отставать от вращения дисков в большей степени, чем частицы, расположенные ближе к поверхности дисков.

Вследствие того, что поток отстает от вращающегося диска, действие центробежной силы уменьшается, так как последняя зависит от квадрата окружной скорости. Таким образом, части потока, которые в меньшей мере отстают от дисков, испытывают большее воздействие центробежной силы и движутся вдоль образующей быстрее средних слоев потока, значительно отстающих от вращения дисков и теряющих в большей мере окружную

скорость. Уменьшение окружной скорости воздушного потока весьма мало по сравнению с абсолютными скоростями вращения дисков в неподвижном пространстве. Но движение воздушного потока в зазорах между дисками определяется компонентами относительной скорости, которые вполне сопоставимы друг с другом.

Целью работы построение математической модели динамики запылённого воздушного потока между дисками доочистителя в разработанном прямоточном циклоне.

Основной материал. Режим течения определяется по числу Рейнольдса. При $Re_{\omega} > 3 \cdot 10^5$ течение турбулентное. Комбинация числа Рейнольдса и относительного осевого зазора определяет существование четырех возможных режимов течения: ламинарное или турбулентное течение с отдельными или слившимися пристеночными слоями. Заметим, что в многодисковом доочистителе, как показывают оценки, устанавливается ламинарный режим течения с $Re_w \approx (0,7 \div 1,5) \cdot 10^3$.

Толщина пограничного слоя на основании теоретических расчётов определяется уравнением:

$$\delta \approx \frac{R}{\sqrt{Re_{\omega}}}, \quad (1)$$

где: R – радиус диска доочистителя.

Для оптимальной работы доочистителя необходимо, чтобы оптимальный зазор между дисками был таким, чтобы пристеночные слои сливались. Если между ними образуется зазор, то в нем радиальная скорость течения будет выше и, следовательно, частицы будут втягиваться. С другой стороны, окружная скорость понизится из-за отставания потока от поверхности вращающегося диска и, значит, уменьшится центробежная сила, выталкивающая дисперсные частицы из зазора. Если же зазор между дисками будет слишком мал, то возрастет гидравлическое сопротивление.

Для ламинарного течения толщина пограничного слоя не зависит от радиуса и равна:

$$\delta \approx \sqrt{\frac{\nu}{\Omega}}, \quad (2)$$

где: Ω - угловая скорость вращения дисков [4],
 ν – кинематическая вязкость.

Очевидно, зазор между дисками не должен быть больше, чем удвоенная

толщина пограничного слоя, т.е:

$$h < 2\sqrt{\frac{\nu}{\Omega}} \quad (3)$$

Так как в противном случае угловая скорость потока в междисковом пространстве будет отставать от угловой скорости вращения дисков доочистителя (рис.1).

С другой стороны, радиальная скорость потока между дисками определяется количеством дисков в доочистителе и их диаметром. Так как весь поток поступающего воздуха должен пройти через доочиститель (через зазоры

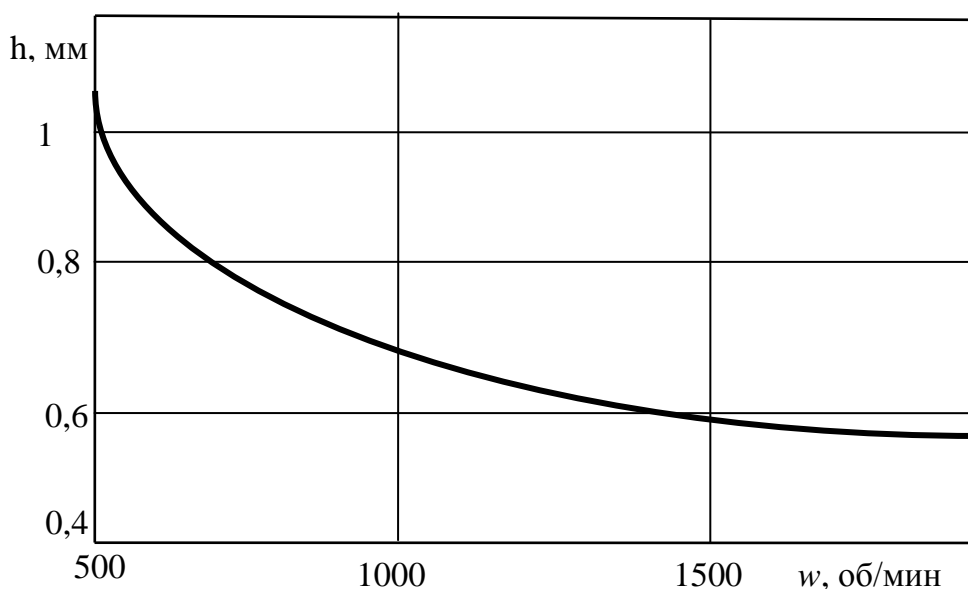


Рис. 1 – Зависимость оптимального зазора между дисками доочистителя от частоты вращения его дисков.

между дисками и центральное отверстие доочистителя), то его радиальная скорость между дисками определяется уравнением (4):

$$U = \frac{(D_0^2 - D_d^2)U_0}{8R(n-1)h} \quad (4)$$

где: n - число дисков доочистителя,

h - зазор между дисками (выбранный уравнением (3)),

D_0, U_0 - диаметр пылеосадочной камеры и осевая скорость потока в ней,

D_d - диаметр центрального отверстия доочистителя.

Чтобы течения остался ламинарным нужно ограничить скорость

вращения дисков, увеличивая их число:

$$n = 1 + \frac{(D_0^2 - D_d^2)U_0}{8R\nu} \frac{1}{\text{Re}}, \quad (5)$$

где: $\text{Re} < 2300$ соответствует ламинарному течению (рис. 2).

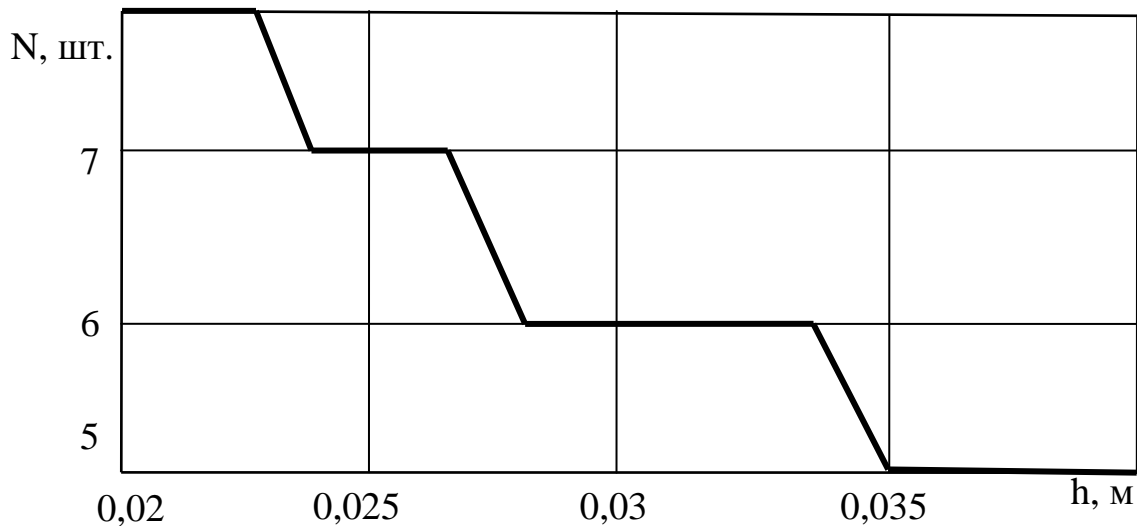


Рис. 2 – Обоснование внутреннего диаметра дисков доочистителя в зависимости от количества дисков

В оптимальной конструкции доочистителя диаметр центрального отверстия должен быть выбран так, чтобы с одной стороны уменьшить скорость потока через зазоры между дисками, а с другой стороны исключить попадание частиц в центральное отверстие:

$$2 \frac{1 - \left(\frac{D_d}{D_0}\right)^2}{\Omega_1^2} \frac{U_0}{l_0 \tau} \approx 4 \left(\frac{D_d}{D_0}\right)^2, \quad (6)$$

откуда:

$$D_d \approx D_0 \sqrt{\frac{\frac{U_0}{\Omega_1^2 l_0 \tau}}{2 + \frac{U_0}{\Omega_1^2 l_0 \tau}}}, \quad (7)$$

где: D_d - диаметр центрального отверстия доочистителя,
 U_0 - диаметр пылеосадочной камеры,
 Ω - угловая скорость вращения дисков,
 l_0 - ширина доочистителя.

Заметим, что величина времени релаксации τ зависит от диаметра частицы (6), потому при выборе центрального отверстия в (7) следует подставить среднее значение диаметра частиц, которые следует задержать при очистке (рис. 3).

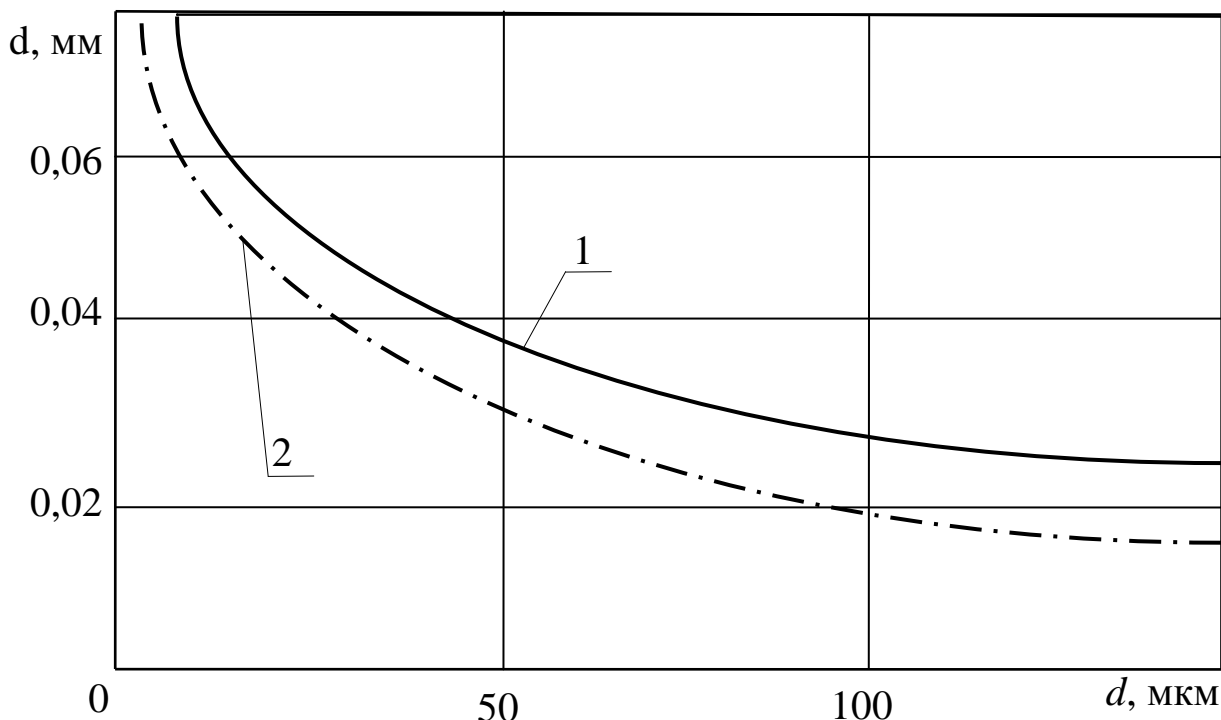


Рис. 3 – Зависимости влияния диаметра внутреннего отверстия дисков доочистителя на эффективность улавливания частиц дисперсной фазы при: 1- 1000 об/мин, 2 – 2000 об/мин ($N = 6$ шт; $h = 1$ мм; $\alpha = 20$; $b = 15$ мм).

Выводы.

Таким образом, установлено что для оптимальной работы многодискового доочистителя зазор между дисками был таким, что бы пристеночные слои сливались. Для разработанного прямоточного циклона получены диапазоны варьирования конструктивных параметров: расстояние между дисками $h = 0,9...1,0$ мм; диаметр внутреннего отверстия диска $d = 30...40$ мм. Полученные данные согласуются с экспериментальными значениями с погрешностью 5% [2].

Список использованных источников

1. Пат. на кор. мод. України 103446, ЦИКЛОН; В04С 3/00 /Тищенко Л.М., Харченко С.О., Борщ Ю.П., Гаєк Є.А.. Заявл. 11.12.2012; Опубл. 10.10.2013, Бюл. №19. – 3с.

2. Харченко С.О., Гаек Е.А. Способ повышения эффективности процесса очистки воздушного потока и разработка циклона аспирационных систем зерноочистительных машин/ Харченко С.О., Гаек Е.А. // Вісник ХНТУСГ: Механізація сільськогосподарського виробництва. – Харків:ХНТУСГ, 2013. – С.87-92.
3. Соколов В.И. Современные промышленные центрифуги. - М.: Машиностроение, 1967.- 523с.
4. Цаплин М.И. К расчету течения среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной ограничивающей стенкой. // Инженерно-физический журнал. – 1977. – Т.32. – №3. – С.435-442.
5. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. — М.: Высшая школа, 1995. — С. 156. — 416 с.
6. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. — М.: Наука, 1969. – 742с.

Анотація

ДО ПОБУДОВИ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ ЗАПИЛЕНОГО ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В ЗОНІ ДООЧИСНИКА РОЗРОБЛЕНОГО ПРЯМОТОКОВОГО ЦИКЛОНА

Харченко С.О., Гаек Є.А.

Запропоновано математичну модель динаміки дисперсної фази між дисками доочисника, отримані рівняння кутових швидкостей обертання дисків і рівняння радіальної швидкості потоку між дисками.

Abstract

BY THE CONSTRUCTION OF A MATHEMATICAL MODEL OF THE DYNAMICS OF DUSTY AIR FLOW IN THE ZONE DISK CLEANSE DEVELOPED UNIFLOW CYCLONE

S. Kharchenko, E. Gaek

A mathematical model of the dynamics of the dispersed phase between the discs cleanse obtained equation of angular velocity of rotation of disks and the equation of radial flow velocity between the disks.

ОРГАНІЧНЕ ВИРОБНИЦТВО: ЄВРОПЕЙСЬКІ І УКРАЇНСЬКІ ПІДХОДИ

Фесенко А.М., ст. викладач

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

У роботі проведено порівняльний аналіз принципів органічного виробництва в Україні відповідно до Закону «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини» і в країнах ЄС за Постановою Ради (ЄС) № 834/2007 стосовно органічного виробництва і маркування органічних продуктів. Відмічено принципову відмінність цілей і загальних принципів при аналогічних специфічних правилах цих нормативних актів. Українське законодавство направлене на отримання органічних продуктів, в той час як європейське декларує органічне виробництво як цілісну систему господарювання, що забезпечує підтримання екологічної стабільності, захист довкілля, і в тому числі отримання органічної продукції. Така концепція поки що не притаманна нашій життєвій філософії і є незвичною для світогляду господарювання.

Постановка проблеми. Україна прагне стати європейською державою. І хоча цей шлях виявився досить непростим, але поглянемо на нього з іншого боку. Питання не лише у структурних, економічних змінах, важливими ще є і екологічні аспекти. Для країн Євросоюзу значимими є стан навколишнього середовища, якість цього середовища, екологічно безпечні методи ведення господарської діяльності.

Одним з найяскравіших проявів екологізації виробництва, перш за все сільського господарства, є так зване органічне виробництво [1]. Під цією назвою розуміють систему організації діяльності, яка б мінімізувала використання штучних, не властивих природі речовин і технологій, давала змогу отримати продукцію з максимально природними властивостями і сам процес виробництва не порушував екологічної рівноваги. У вересні 2013 року в Україні був ухвалений довгоочікуваний Закон «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини». Він повинен стати основою технологічних і організаційних рішень у сфері органічного екологічно безпечного сільськогосподарського виробництва. Наскільки цей закон можна назвати досконалим? Які головні його принципи? Чим бачення принципів органічного виробництва в Україні аналогічне європейським підходам? Які можливості практичної реалізації цих принципів? Аналіз законодавчих актів України і ЄС у даній сфері може допомогти виправити помилки і удосконалити як систему впровадження органічного виробництва, так і з часом, хотілося б вірити, створити умови для підвищення рівня життя громадян України в цілому.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Закон України «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини» був ухвалений 3 вересня 2013 року. Даний закон прийнято вдруге, оскільки в 2012 році на першу редакцію документу було накладено вето, що обґрунтовано мотивувалося недоліками системи оцінки відповідності, порядку здійснення нагляду в даній сфері тощо. Закон вступив у силу, але вряд чи його можна назвати досконалим. Юристи відзначають невідповідності у строках проведення оцінювання виробництва та передачі відповідного висновку (звіту) на розгляд комісії [5], відсутність багатьох необхідних додаткових регулюючих документів для впровадження цього Закону.

У країнах Євросоюзу аналогічні нормативні акти з'явилися значно раніше. Головними регулюючими документами є Постанова Ради (ЄС) №834/2007 від 28 червня 2007 року стосовно органічного виробництва і маркування органічних продуктів та Постанова Комісії (ЄС) №889/2008 від 5 вересня 2008 р. «Детальні правила щодо органічного виробництва, маркування і контролю для впровадження Постанови Ради (ЄС) №834/2007 стосовно органічного виробництва і маркування органічних продуктів» з доповненнями.

Як на перший погляд, наш Закон повторює, наслідує європейські нормативні акти. Але при докладному аналізі можна розгледіти не лише відверті юридичні недоліки, а й серйозні відмінності у ставленні до проблеми, до доквілля і, власне, до нас самих.

Невирішені проблеми. То чи можна стверджувати, що уявлення про органічне виробництво в Україні цілком відповідає європейським підходам і в цілому концепції екологічно збалансованого природокористування? Наскільки зрозумілі і адекватні ті законодавчі кроки, що запропоновані для ведення органічного виробництва в нашій країні?

Мета статті – це порівняльний аналіз принципів органічного виробництва відповідно до Закону України «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини» та Постанови Ради (ЄС) №834/2007 і на цій основі визначення можливості реального ведення даного виду виробничої діяльності в Україні та перспектив покращення екологічного стану.

Основний матеріал досліджень. Закон України «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини» визначає виробництво органічної продукції (сировини) як виробничу діяльність фізичних або юридичних осіб (у тому числі з вирощування та переробки), де під час такого виробництва виключається застосування хімічних добрив, пестицидів, генетично модифікованих організмів (ГМО), консервантів тощо, та на всіх етапах виробництва (вирощування, переробки) застосовуються методи, принципи та правила, визначені цим Законом для отримання натуральної (екологічно чистої) продукції, а також збереження та відновлення природних ресурсів [2]. Отже, мова йде про перелік заходів, видів діяльності, що дають змогу отримати продукцію якоїсь специфічної, поліпшеної якості. Але при цьому ще і забезпечується збалансоване використання ресурсів.

Постанови Ради (ЄС) № 834/2007 визначає не виробництво органічної

продукції, а саме *органічне виробництво*. Під цим поняттям розуміють *цілісну систему господарювання та виробництва харчових продуктів*, яка поєднує в собі найкращі практики з огляду на збереження довкілля, рівень біологічного розмаїття, збереження природних ресурсів, застосування високих стандартів належного утримання (добробуту) тварин та метод виробництва, який відповідає певним вимогам до продуктів, виготовлених з використанням речовин та процесів природного походження [4].

Отже європейське законодавство робить акцент не на процедурах, що пов'язані з отримання якіснішої продукції, а на іншій системі господарювання, яка перш за все направлена на збереження довкілля і природи, і в тому числі забезпечує отримання якіснішої продукції.

Загальними цілями органічного виробництва проголошуються (ст. 3): а) створення життєздатної системи ведення сільського господарства, яка:

- поважає природні системи і цикли, підтримує і покращує санітарний стан ґрунту, води, рослин і тварин та баланс між ними;
- підвищує рівень біологічного розмаїття;
- відповідально використовує енергію і природні ресурси, такі як вода, ґрунт, органічні речовини і повітря;
- поважає високі стандарти добробуту тварин і, зокрема, задовольняє властиві певним видам поведінкові потреби;

б) виробництво продуктів високої якості; і с) виробництво широкого спектру харчових і інших продуктів.

Тобто, мова йде про стратегічно інший підхід до філософії виробництва. Інший, вищий щабель мислення, який, можливо, ще не притаманний нашому суспільству. І ці кардинальні відмінності читаються у всьому документі.

Зокрема, цікавим є положення Постанови Ради ЄС №834/2007 про забезпечення високих стандартів добробуту сільськогосподарських тварин («the application of high animal welfare standards», п. 1) у органічному виробництві. Це реально інша світоглядна позиція у ставленні до навколишнього світу. Організація органічного виробництва має забезпечувати відповідність утримання худоби положенням Європейської конвенції про захист тварин (п.17). Закон України передбачає лише «утримання тварин ... з урахуванням фізіологічних та поведінкових потреб» (ст. 19).

Ще одна принципова відмінність полягає у формулюванні базових ресурсів для органічного виробництва. Закон України вимагає «мінімізації використання невідновлювальних та зовнішніх ресурсів» (ст. 4), в той час як Постанова Ради ЄС стверджує: «органічне агровиробництво повинне базуватися в першу чергу на відновлюваних ресурсах» (п. 11). Отже, знову бачимо стратегічно різні підходи, хоча, здавалося б, суть досить близька.

Важливим аспектом європейського підходу до органічного виробництва є положення про нерозривність рослинництва і тваринництва у одному господарстві. Ця думка червоною ниткою проходить через весь документ. Тваринництво тісно пов'язане з землею через необхідність природного утримання (за можливістю) худоби, доступу до відкритого повітря і вільного випасу, достатності території. В той же час величезним є значення

тваринництва для забезпечення сільськогосподарських земель органічними речовинами і поживними елементами, сприяння сівозмінам, а отже, і відновлення родючості ґрунтів. Тваринництво проголошується фундаментом для органічного виробництва. Закон України обходить цей момент, обов'язковість комплексного ведення сільськогосподарської діяльності не прописується. Тобто, у нас можливим є окреме ведення або органічного рослинництва, або тваринництва. В країнах ЄС ці два види діяльності обов'язково повинні розвиватися разом в одному господарстві.

Серед принципів органічного рослинництва Постанова Ради ЄС велику увагу приділяє сівозмінам, підбору сортів, використанню бобових і зелених добрив для підвищення родючості, повторному використанню матеріалів. Зазначається, що садивний матеріал і насіння повинні бути отримані лише методами органічного виробництва. Формуються бази даних таких матеріалів.

Закон України у цьому аспекті менш конкретний, не уточнює джерела отримання органічних сортів і порід, не вказує конкретні технологічні прийоми, які варто використовувати.

Європейські нормативні акти щодо органічного виробництва також наголошують на дбайливих методах («the processing of food with care») переробки отриманої продукції, «які гарантують збереження органічної цілісності та поживних якостей продукту на всіх етапах виробничого процесу» (п. 19). В українському документі вимоги до переробки органічної продукції практично не визначені.

Головні відмінності європейського і українського підходів до органічного виробництва узагальнені у таблиці:

Таблиця – Порівняльна оцінка європейського та українського розуміння органічного виробництва

Критерій	Закон України «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини»	Постанова Ради ЄС №834/2007
1	2	3
Головне завдання органічного виробництва	Отримання натуральної (екологічно чистої) продукції, а також збереження та відновлення природних ресурсів.	Забезпечення загального блага, захист довкілля, належне утримання тварин, розвиток сільської місцевості, забезпечення специфічного органічного ринку.
Комплексність ведення рослинництва і тваринництва	Не згадується	Цілісна система господарювання, зв'язок тваринництва з землею.
Джерела виробництва	Мінімізація використання невідновлюваних та зовнішніх ресурсів.	Виробництво базується на відновлюваних ресурсах.

Продовження таблиці

1	2	3
Придатність території до ведення органічного виробництва	На основі еколого - токсикологічних показників агрохімічного паспорта земельної ділянки та результатів хімічного аналізу тест-рослин, які вирощуються на цих ґрунтах на час обстеження	Не визначається.
Походження рослин і тварин	Використання лише сертифікованих органічного насіння та посадкового матеріалу, наявність відповідних баз даних не встановлюється.	Отримані лише в органічному виробництві, формуються бази даних.
Принципи органічного рослинництва	Оптимізація біологічної активності ґрунтів, впровадження ґрунтозахисних технологій, підтримання стійкості рослин профілактичними заходами, збільшення популяції корисних комах, мікроорганізмів і ін., використання як добрив матеріалів мікробіологічного, рослинного чи тваринного походження, які розщеплюються біологічно.	Збереження і покращення стабільності і біологічного різноманіття ґрунту, попередження ущільнення і ерозії ґрунтів; використання добрив тваринного походження і органічних матеріалів; застосування біодинамічних препаратів; захист рослин з використанням природніх ворогів, вибором видів, сівозмін, методів культивуації.
Роль сівозмін	Не згадується	Підтримання родючості і біологічної активності ґрунту шляхом багаторічної сівозміни із застосуванням бобових та інших зелених добрив.
Принципи органічного тваринництва	Вибір порід за здатністю пристосовуватися до місцевих умов, кваліфікація персоналу, щільність поголів'я та умови утримання мають відповідати потребам тварин, природна репродукція, органічні корми, мінімізація стресу.	Повага до високих стандартів добробуту худоби, тісний зв'язок з землею, кваліфікація персоналу, щільність поголів'я та умови утримання мають відповідати потребам тварин, природна репродукція, органічні корми.
Принципи переробки органічної продукції	Не використовувати речовини і технології, що відновлюють характеристики, втрачені при переробці та зберіганні органічних харчових продуктів, інші вимоги не визначені.	До органічних продуктів слід застосовувати методи переробки, які гарантують збереження органічної цілісності та поживних якостей продукту на всіх етапах виробничого процесу.
Повна заборона	ГМО Іонізуюче випромінювання Гідропонне виробництво Азотні мінеральні добрива	
Специфічні правила	Аналогічні	

Узагальнюючи можна відмітити, що Закон України «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини» регулює загальні засади виробництва органічної продукції, надає визначення ряду термінів, встановлює компетенцію органів влади у даній галузі, передбачає, хто саме може вважатися виробником органічної продукції (сировини) та які процедури для цього необхідно пройти.

У той же час, закон містить посилання на численні підзаконні нормативні акти, які в майбутньому повинні бути прийняті Кабінетом Міністрів України, Мінагропродом України та які мають деталізувати положення закону. Зокрема, необхідно додатково розробити:

- технічні регламенти (детальні правила) виробництва органічної продукції (сировини) різних видів;
- порядок оцінки придатності земель та встановлення зон, придатних для виробництва органічної продукції та сировини;
- типовий план переходу на виробництво органічної продукції;
- порядок та вимоги до маркування органічної продукції тощо.

Без цих документів нормативний акт практично діяти не може. Складається враження, що Закон України «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини» складався виключно юристами, багато уваги приділено регулювальним аспектам, він переобтяжений бюрократичними процедурами, але конкретних рекомендацій щодо технологічних аспектів органічного сільськогосподарського виробництва, які б були зрозумілі аграріям, практично немає. Особливо це відчутно у порівнянні з європейськими нормативними актами, які є законами прямої дії, з конкретними рекомендаціями і чіткими обмеженнями.

До того ж діє Постанова Комісії (ЄС) №889/2008 від 5 вересня 2008 р. «Детальні правила щодо органічного виробництва, маркування і контролю для впровадження Постанови Ради (ЄС) №834/2007 стосовно органічного виробництва і маркування органічних продуктів», яка конкретизує усі основні аспекти впровадження даного документу, що стосується процедури органічного виробництва, джерел отримання насінневого матеріалу і походження тварин, кормової бази, збирання, пакування, транспортування органічної продукції, обміну інформацією у сфері органічного виробництва, детальні переліки добрив, кормів, пестицидів, технологічних добавок, інших речовин, що дозволено використовувати, а також форми документів, що мають супроводжувати цей вид діяльності. І вся необхідна інформація зосереджена в одному документі.

Висновки і перспективи. Закон України не дає цілісного уявлення про органічне виробництво. Він не ставить за мету кардинально змінити філософію ведення господарства. Його мета – певні невеликі кроки на шляху до отримання продукції кращої якості. Європейські принципи щодо органічного виробництва дають нам уявлення саме про іншу філософію виробничої діяльності, де на перший план виноситься екологічна безпечність.

На превеликий жаль, ми завжди намагаємося вирішувати лише тактичні питання, всерйоз нічого не змінюючи. Ставлення до органічного виробництва

також не має стратегічних підходів. Лише змінивши систему господарювання, можна досягти дійсно значущих результатів. Тому варто відмітити, що закон України «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини» є віддзеркаленням українського уявлення про «реформи». Напівзаходи при бажанні залишити все по-старому не може реально покращити життя, будь-який прогрес потребує іншого бачення, іншого світогляду, іншого ставлення до себе і навколишнього світу. Без такої фундаментальної зміни неможливо побудувати інше життя, навіть наслідуючи досконалі європейські взірці.

Список використаних джерел

1. Агроекологія: посібник / [А.М. Фесенко, О.В. Солошенко, Н.Ю. Гаврилович та ін.]; за ред. О.В. Солошенка, А.М. Фесенко. – Харків: Цифрова друкарня №1, 2013. – 291с.
2. Закон України «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини» . - [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/425-18>
3. Постанова комісії (ЄС) №889/2008 від 5 вересня 2008 р.: Детальні правила щодо органічного виробництва, маркування і контролю для впровадження Постанови Ради (ЄС) №834/2007 стосовно органічного виробництва і маркування органічних продуктів. Офіційний вісник Європейського Союзу (Official Journal of the European Union) OJ L 189, 20.7.2007.
4. REGULATIONS Council Regulation (EC) No 834/2007 of 28 June 2007 on organic production and labelling of organic products and repealing Regulation (EEC) No 2092/91 // Official Journal of the European Union, 20.7.2007. 23 p.
5. Шишканов О. Органіка за правилами. / О. Шишканов - [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://jurblog.com.ua/2013/12/organika-za-pravilami/>
6. Органічне виробництво. - [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.soltec.ua>
7. БіоЛАН Україна. - [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.biolan.org.ua>
8. Органічне виробництво. - [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.kurdyumov.ru>
9. Карпусь О. Натуральне господарство. / О. Карпусь // Мій бізнес. – 2010. - №7. С. 33-35. - [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.aval.ua>
10. Галашевський С. Сертифікація органічного виробництва в Україні. / С. Галашевський. - [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://.organicstandart.com.ua>
11. Тищенко Г. Органічні зернові високої якості в умовах сільського господарства України./ Г. Тищенко. - [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://orgzem.zo.net.ua>

Аннотация

ОРГАНИЧЕСКОЕ ПРОИЗВОДСТВО: ЕВРОПЕЙСКИЕ И УКРАИНСКИЕ ПОДХОДЫ

Фесенко А.М.

В работе проведен сравнительный анализ принципов органического производства в Украине в соответствии с Законом «О производстве и обороте органической сельскохозяйственной продукции и сырья» и в странах ЕС согласно Постановлению Совета (ЕС) №834/2007 об органическом производстве и маркировке органических продуктов. Отмечается принципиальное отличие целей и общих принципов при аналогичных специфических правилах этих нормативных актов. Украинское законодательство направлено на получение органических продуктов, а европейское декларирует органическое производство как целостную систему хозяйствования, которая обеспечивает поддержание экологической стабильности, защиту окружающей среды и получение органической продукции. Такой взгляд пока не характерен для нашей философии хозяйствования, и именно мировоззренческие позиции этих двух нормативных актов являются наиболее противоречивыми.

Abstract

THE ORGANIC PRODUCTION: UKRAINIAN AND EUROPEAN APPROACH

A. Fesenko

Paper includes a comparative analysis of the principles of organic production in Ukraine according to the Law "On the production and circulation of organic agricultural products and raw materials" and Council Regulation (EC) No834/2007 on organic production and labelling of organic products.

A fundamental difference between purposes and general principles is marked although specific rules are similar. Ukrainian legislation is aimed for getting of organic products, while European organic production is as an integrated system of management that maintains sustainability, environmental protection, and obtaining organic products. This concept is not inherent of our life philosophy and worldview is unusual for our production activity.

ПНЕВМОСТРУМЕНЕВИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ РІДКИХ ХІМІКАТІВ

Калужний О.Д. доц., к.т.н., Рідний Р.В., доц., к.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Запропонована конструкція пневмоструменевого пристрою для внесення рідких хімікатів з двома повітряними потоками, що змішуються перед подавальним соплом

Постановка проблеми. На протязі останніх десятиріч спостерігається стійке втрачання родючості ґрунтів в зв'язку з пониженням в їх складі вмісту гумусу. Пов'язано це з різким скороченням об'ємів органічних добрив які продукуються господарствами та надходять на поля. Серед радикальних заходів по підтриманню родючості ґрунтів та підвищенню врожайності сільськогосподарських культур залишається внесення мінеральних добрив та обробка їх хімікатами. Найважливішими умовами високої ефективності використання добрив та хімікатів є дотримання заданої норми внесення та виконання необхідної рівномірності їх розподілення. Відомо, що недотримання норми внесення та велика нерівномірність розподілення мінеральних добрив не тільки не забезпечує позитивний результат від їх використання, а може призвести до пониження врожайності [1].

Певну проблему складає забезпечення рівномірності розподілення рідких добрив, їх розчинів або других рідких хімікатів при поверхневому внесенні малими дозами. (Існують норми внесення ядохімікатів до 3...5 кг/га). Тому розробка технічних засобів, що забезпечують дотримання заданих малих норм внесення та високий ступінь рівномірності їх розподілення по поверхні залишається важливою задачею.

Аналіз досліджень. Для внесення рідких хімікатів поверхневим способом використовуються машини ОПШ-2000, ОП-2000-2-05, МЗУ-320, ОПШ-1500, ОП-3200, ОП-3200-1 та ін. [2]. Ці машини включають одноступінні робочі органи: ємкість, змішувач, всмоктуючу магістраль з фільтром, насос, напірну магістраль, розподільник та пульт керування. Для точного дозування розчинів вони вимагають устанавлення і підтримання в процесі роботи таких параметрів як: тиск подачі розчину в бак з переливом, робочий тиск при подачі на оприскувачі та витрати розчину через розпилювач [2]. Устанавлення цих показників в процесі настроювання оприскувача на задану норму внесення є непростим. В процесі роботи вони не контролюються, крім того з ряду причин (найчастіше через забивання жиклерів) окремі розпилювачі припиняють подачу, що призводить до порушення норми та рівномірності внесення хімікатів.

Одним із перспективних технологічних прийомів суцільного

поверхневого внесення хімікатів є пневмоструменевий розсів, при якому частинки хімікатів або струминка їх розчинів вводиться в повітряний потік, що створюється вентилятором. Пневмоструменевий розсів як сипких так і рідких добрив забезпечує підвищення продуктивності машин та необхідну якість розподілення хімікатів по площині поля, дозволяє вносити суміші хімікатів, покращує умови праці, та охорону навколишнього середовища. Разом з тим існуючі пневмоструменеві пристрої для внесення рідких добрив не позбавлені недоліків. Це проявляється в складності утримання стабільності процесу внесення та керування його параметрами, а також в недостатній рівномірності розсіву хімікатів по поверхні поля.

Відомі оприскувачі з повітряно-рідинним (аерозольним) розпилом хімікатів, які включають раму, бак для розчину хімікатів, пристрої які подають та дозують розчин, систему трубопроводів, та вентилятор [3, 4]. Ці оприскувачі використовуються при необхідності застосування малих доз висококонцентрованих хімікатів (малооб'ємне обприскування). Таке дозування забезпечується створенням дрібнодисперсної фракції цих хімікатів, які надходять з малими подачами, та їх розпилюванням струменями повітря. Проте і ці оприскувачі не позбавлені недоліків.

В роботі, що була виконана в ХНТУСГ ім. П. Василенка [5] запропоновано пристрій для внесення малих доз рідких хімікатів. Гравітаційне дозування спрощує систему подачі хімікатів до розпилювача, а автоматична підтримка установленної дози подачі хімікатів підвищує надійність її роботи.. Але загальна конструкція пристрою досить складна за будовою.

Метою роботи була розробка спрощеної конструкції пневмоструменевого пристрою з гравітаційним дозуванням для внесення малих доз рідких добрив або розчину других хімікатів, яка забезпечить дотримання норми та необхідної рівномірності їх внесення.

Виклад основного матеріалу. В роботі [5] показані переваги розпилювачів з гравітаційною подачею розчинів, яка не потребує спеціальних напірних пристроїв, та значно спрощує регулювання дози їх подачі. В пристрої, що пропонуються в цій роботі, також використовується гравітаційна подача та дозування хімікатів.

Схема пневмоструменевого пристрою для внесення рідких хімікатів показано на рис. Він являє собою циліндрично-конічний порожнистий корпус 1 в середині якого розміщено такої ж форми, але з меншими розмірами ротор 2, до зовнішньої поверхні якого прикріплені лопаті зовнішньої крильчатки 3. Ротор 2 закріплено на вертикальному валу 4, на вихідному кінці якого встановлено електродвигун 5, а всередині ротора – лопаті 6 внутрішньої крильчатки та приймальна тарілка 7. Нижня частина корпусу 1 закінчується щільовидним соплом 8.

Працює пристрій наступним чином. Встановлюється задана доза подачі, яка забезпечується виставлянням дозуючого бачка 9, відносно розпилювача, на певній висоті, яка контролюється мірною шкалою 10. Під дією гідростатичного тиску, створеного перепадом висот, розчин хімікатів із дозуючого бачка 9 через трубопровід 10 самопливом подається на тарілку 7 розпилювача. Під дією

відцентрової сили на тарілці 7 розчин частково через дрібні отвори, а частково сходячи вгору по конічній боковій поверхні подрібнюється на дрібні краплі і підхоплюється струменем повітря, що створюється крильчаткою 6. Отриманий струмінь аерозольної суміші, проходячи в подальшому через нижній отвір ротора, змішується зі струменем повітря зовнішньої крильчатки 3, що сприяє створенню в аеросуміші необхідного ступеню дисперсності крапель рідини. В подальшому аерозольна суміш через щільовидне сопло 8 спрямовується на об'єкт обприскування.

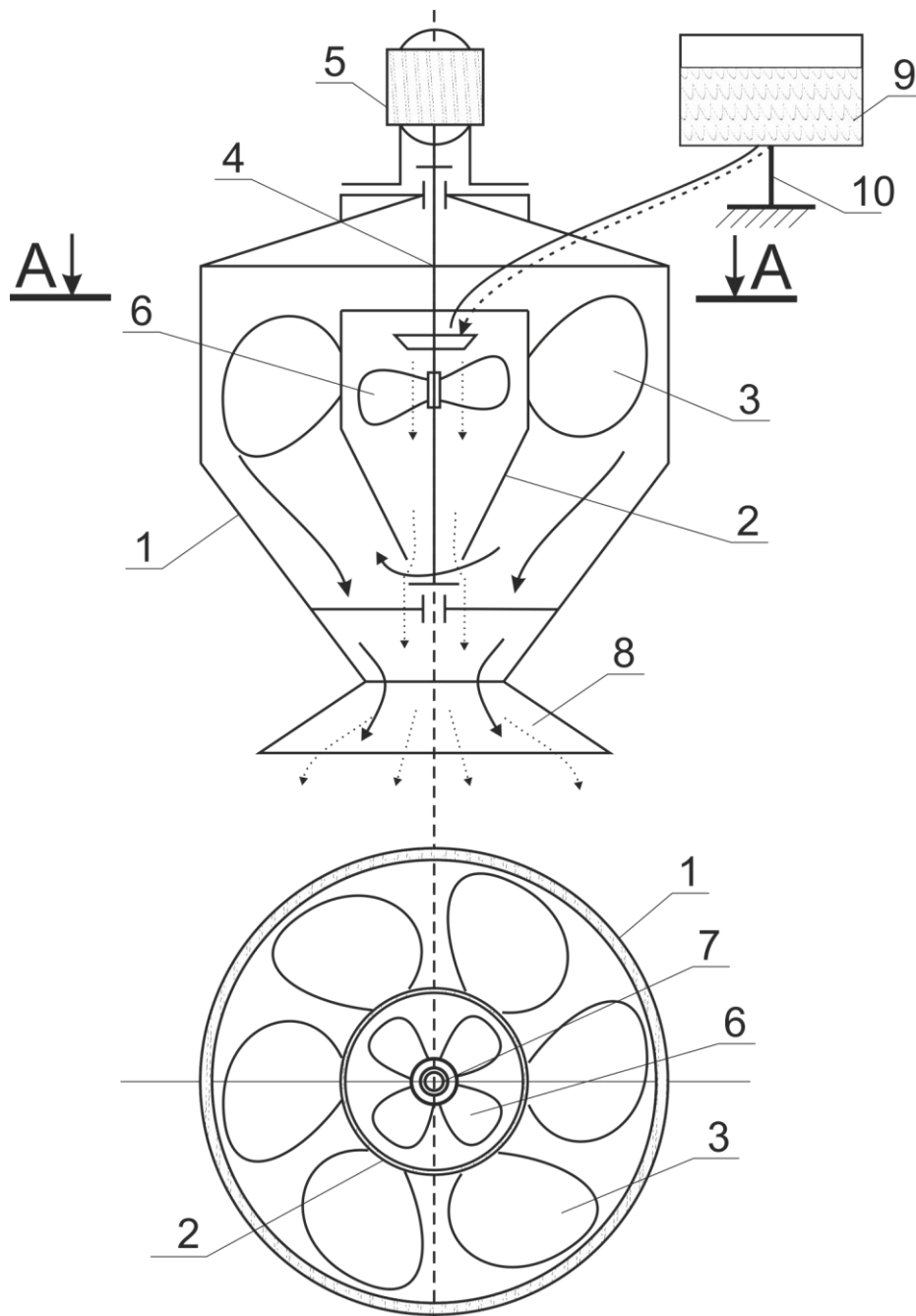


Рис. – Схема будови пневмоструменевого пристрою:

- > - повітря;
- - - - -> - розчин хімікатів.

Висновок. Позитивний ефект запропонованого конструктивного рішення пояснюється значним спрощенням конструкції в якій дозуючий бачок (враховуючи малі дози витрат хімікатів) забезпечує їх гравітаційне і дозування і подавання. Використання в розпилювачах двох вентиляторів та ступеневого подрібнення крапель розчинів хімікатів забезпечать необхідну ступінь здрібнення крапель розчинів хімікатів та підвищать надійність роботи пневмоструменевого пристрою.

Список використаних джерел

1. Назаров С.А. и др. Равномерное распределение туковых смесей. Техника в сельском хозяйстве, 1977. – С. 27-31.
2. Бакум М.В., Бобрусь І.С. та ін. Сільськогосподарські машини. Частина 2. Машини для внесення добрив. Харків: ХНТУСГ, 2008. -288с.
3. Сельскохозяйственная техника для интенсивных технологий в растениеводстве. Госагропром СССР. Отдел по механизации и электрификации. Каталог Агро НИИТЭИИТО, Москва 1988. – с. 74-79.
4. Войтюк Д.Г, Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини. Навчальне видання, вид-во „Каравела”, Київ. 2008. с.227-230.
5. Калюжный А.Д., Ридный В.Ф., Меджидов Р.Р. Устройство для внесения жидких минеральных удобрений с гравитационным дозированием. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка „Механізація сільськогосподарського виробництва та переробки сільськогосподарської продукції”. Вип. 103. – Харків, 2010. – С.108-111.

Аннотация

ПНЕВМОСТРУЙНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ ХИМИКАТОВ

Калюжный А.Д., Ридный Р.В.

Предложена конструкция пневмоструйного распыляющего устройства для внесения жидких химикатов с двумя воздушными потоками, смешивающимися перед подающим соплом.

Abstract

PNEUMOSTOME DEVICE FOR SPREADING LIQUID CHEMICALS

A. Kalujniy, R. Ridniy

The proposed design pneumodrainage spray device for spreading liquid chemicals with the two air streams are mixed before feeding nozzle.

ВПЛИВ КОНТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПНЕВМОСЕПАРАТОРА З ПИЛОВЛОЮЮЧИМ ПРИСТРОЄМ НА ШВИДКІСТЬ ПОВІТРЯ У ВЕРТИКАЛЬНОМУ КАНАЛІ

Чебанов А.Б., к.т.н., Чебанова Ю.В., інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Визначені середньоквадратичні відхилення нерівномірності швидкості повітряного потоку за перетином вертикального каналу в залежності від кута встановлення жалюзі та заслінки при пневмосепарації рушанки рицини.

Постановка проблеми. Поліпшення процесу очищення повітряного потоку від часток легких домішок та пилу [1-2] пов'язано з епюрою швидкості повітря у вертикальному каналі пневмосепаратора з пиловлоючим пристроєм [3].

При проходженні дисперсними частками по вертикальному каналу, у зв'язку з незначною масою їх швидкість близька до швидкості повітряного потоку у цьому каналі. Але проблему представляє неоднакова швидкість за довжиною та шириною вертикального каналу. Якщо на визначеній висоті в одній точці вертикального каналу частинка пилу буде вітати в повітрі, то при переміщенні її в іншу точку на цій же висоті вона отримає іншу швидкість за рахунок збільшення швидкості повітря, і переміститься з вертикального каналу в робочу зону приміщення. Додатково можуть виникати зони завихрення повітря, які також негативно впливають на процес очищення. Тому виникає необхідність дослідити нерівномірність потоку повітря у вертикальному каналі, щоб забезпечити необхідну якість сепарації дуже ядовитих дисперсних частинок пилу.

Аналіз відомих досліджень.

Найбільш поширений метод дослідження швидкостей повітряного потоку полягає у використанні мікроманометру [4-5].

Основними характеристиками руху повітряного потоку у каналі, з точки зору впливу на якість сепарування, є його середня швидкість та епюри швидкості по висоті каналу, у його повздовжньому та поперечному напрямках.

На зазначені характеристики повітряного каналу можна впливати, змінюючи такі параметри: розміри вхідного отвору вентилятора; кутове положення жалюзі для зміни виду епюри швидкості повітряного потоку по висоті каналу; кутове положення регулятора, за допомогою якого можна впливати на рівномірність розподілу швидкості повітряного потоку по ширині каналу. Однак, визначені епюри не дають точно оцінити нерівномірність швидкості повітря в каналі, тому повинні бути доповнені теоретичними та експериментальними дослідженнями.

Мета роботи – обґрунтувати значення кутів положення жалюзі,

забезпечуючи найкращі показники рівномірності повітряного потоку у вертикальному каналі пневмосепаратора рушанки рицини.

Основна частина. Одним із способів забезпечення найкращого розподілу швидкості за перетином є встановлення системи жалюзі. Розташовані під певним кутом (α) двоярусні жалюзі (верхні та нижні) дозволяють вирівняти швидкість повітряного потоку в каналі (рис. 1).

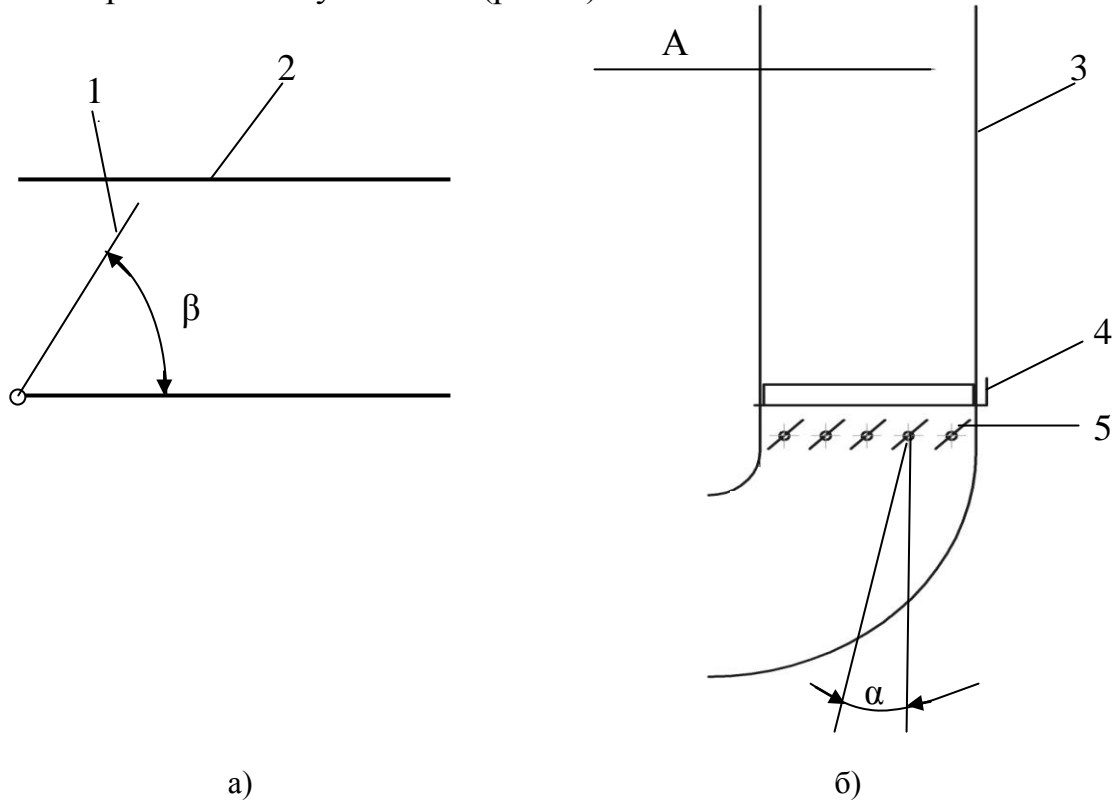


Рис. 1 – Горизонтальний (а) та вертикальний (б) канали пневмосепаратора з пиловловлювачем рушанки рицини: 1 – горизонтальний канал, 2 – регулятор подачі повітря, 3 – вертикальний канал, 4 – жалюзі верхні, 5 – жалюзі нижні, β – кут відкриття заслінки подачі повітря, α – кут нахилу жалюзі (відповідно α_n – нижні, α_v – верхні)

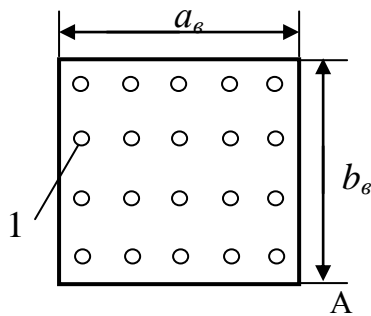
Для проведення дослідження перетин вертикального каналу, відповідно до встановлених розмірів ($a_v=220\text{мм}$, $b_v=220\text{мм}$), розбито на 20 ділянок з кроком 40 та 50мм (рис. 2). При цьому в його стінці виконані 4 ряди по 5 рівномірно розміщених отворів. Для визначення розподілу швидкостей по ширині каналу трубку Піто [4] вставляли на відповідну відстань від бокової стінки каналу. Під час попередніх дослідів визначено, що найкраще управління епюрою повітря можливе при зміні кута верхніх та нижніх жалюзів до 10° за рухом годинної стрілки та до 10° проти руху годинної стрілки.

Управління епюрою можливо також змінюючи кут відкриття заслінки повітряного потоку β (Рис. 1), але тільки в діапазоні $\beta = 40^\circ - 60^\circ$ [7].

Проведення попередніх дослідів дозволило встановити розподілення швидкості повітряного потоку за перетином вертикального каналу в залежності від кута встановлення жалюзі та заслінки (Рис. 3).

Експериментально отримані значення швидкості повітряного потоку підтверджують її нерівномірність. З аналізу залежностей (рис.3) видно, що відхилення швидкості повітряного потоку в точках каналу при різних

положеннях кутів нахилу жалюзі є суттєвими (до 52 %). Для забезпечення потреб мінімальної нерівномірності швидкості повітряного потоку суттєвим є визначення середньоквадратичного відхилення (табл. 1).



Дисперсія, визначається за формулою [6]:

$$\overline{D} = \frac{\sum_{i=1}^n x^2}{n} - \overline{x}^2, \quad (1)$$

де: n – число вимірів.

Виправлена дисперсія дорівнює:

$$\overline{D}_u = \frac{n}{n-1} \overline{D}. \quad (2)$$

Рис. 2 – Переріз вертикального каналу:

1 – точки заміру швидкості повітря,

ав – довжина каналу,

бв – ширина каналу.

Середньоквадратичне відхилення дорівнює: (стандартне)

$$\sigma = \sqrt{\overline{D}_u}. \quad (3)$$

Результати розрахунків наведені в таблиці 1.

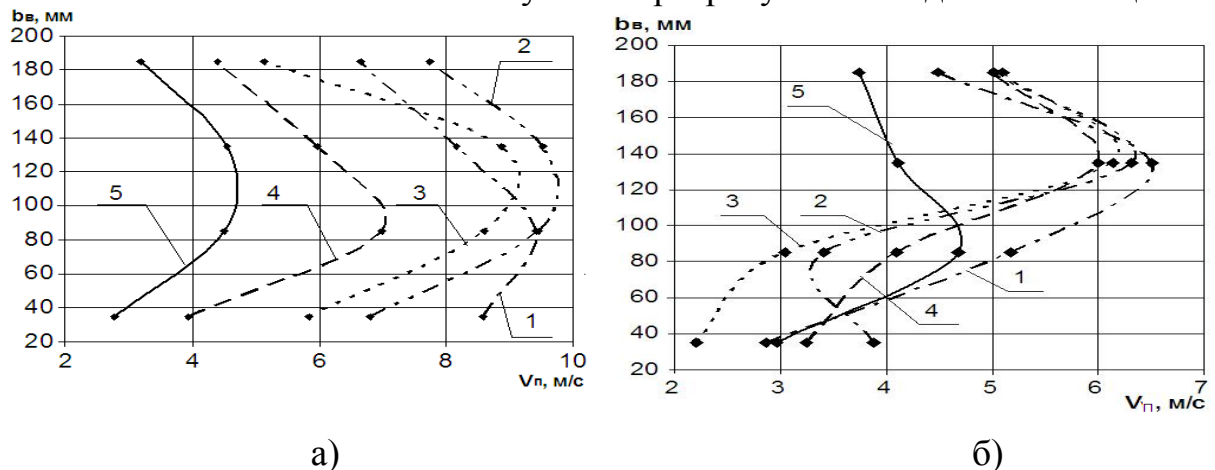


Рис.3 – Розподілення швидкості повітряного потоку за шириною вертикального каналу:
а) – кут відкриття жалюзі $\alpha_B=0^\circ$, $\alpha_H=0^\circ$, $\beta=50^\circ$ ($\sigma=\pm 2,19$ м/с); б) - $\alpha_B=+10^\circ$, $\alpha_H=-10^\circ$, $\beta=50^\circ$ ($\sigma=\pm 1,26$ м/с); 1 - ав=30мм; 2 - ав=70мм; 3 - ав=110мм; 4 - ав=150мм; 5 - ав=190мм.

Таблиця 1 – Результати розрахунків середньоквадратичного відхилення

Позиція	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\alpha_B, ^\circ$	0	0	0	-10	-10	-10	+10	+10	+10	+10	+10	+10	+10
$\alpha_H, ^\circ$	0	-10	+10	0	-10	+10	0	0	0	0	0	-10	+10
$\beta, ^\circ$	50	50	50	50	50	50	40	45	50	55	60	50	50
σ, \pm	2,19	1,53	2,28	1,95	1,85	2,08	1,68	1,71	1,55	1,52	1,45	1,26	1,42

Аналізом залежностей (рис. 3а та поз. 1 в табл. 1) встановлено, що у випадках коли кути верхніх та нижніх жалюзі не змінювалися, нерівномірність швидкості повітряного потоку значна (коливається від 3,2 до 9,45м/с за всім перетином вертикального каналу), при цьому середньоквадратичне відхилення

складає $\sigma = \pm 2,19$.

З поз. 4-6 табл 1 видно, що при зменшенні кута $\alpha_b = -10^\circ$ (при різних α_n), середньоквадратичне відхилення знижується на 15,6% до $\sigma = \pm 1,85$. Якщо ж збільшити кут $\alpha_b = +10^\circ$ при $\alpha_n = 0^\circ$ (табл.1 поз. 7-9), то відбувається зниження середньоквадратичного відхилення на 29,3 % до $\sigma = \pm 1,55$. Проаналізувавши змінення кута α_n при положенні верхніх жалюзі $\alpha_b = +10^\circ$ (табл. 1 поз 10-13), встановлено що при $\alpha_n = -10^\circ$, середньоквадратичне відхилення має найменше значення $\sigma = \pm 1,26$ (рис 3б).

В зв'язку з тим, що більш ефективна сепарація рушанки рицини відбувається при зміні кута відкриття заслінки подачі повітря $\beta = 40 \div 60^\circ$, то необхідно проаналізувати як змінюється швидкість повітряного потоку за шириною та довжиною у верхній точці вертикального каналу. Тобто, як змінюється σ при зміні кута β (рис. 4).

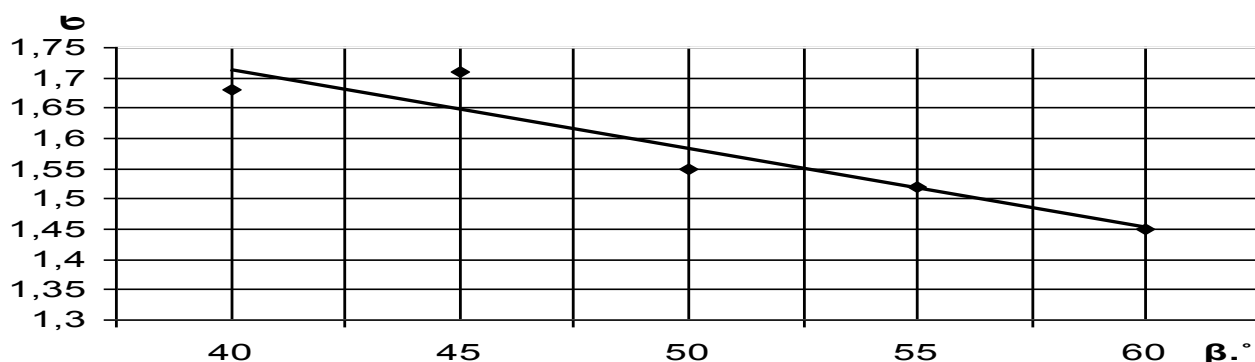


Рис 4 - Залежність середньоквадратичного відхилення від кута відкриття заслінки подачі повітря при $\alpha_b = +10^\circ$; $\alpha_n = 0^\circ$

Як видно з рис. 4, середньоквадратичне відхилення зменшується при збільшенні кута відкриття заслінки подачі повітря. Це пояснюється підвищенням швидкості повітряного потоку та зменшення завихрень в пневмосепараторі. Такий ефект є позитивним, так як найкраще розділення рушанки рицини в горизонтальному каналі відбувається при $\beta = 50 \dots 60^\circ$.

Висновки

1. Найкраще положення жалюзі з точки зору, найменшого середньоквадратичного відхилення, встановлено при положенні верхніх жалюзі $\alpha_b = +10^\circ$ та нижніх - $\alpha_n = -10^\circ$, середньоквадратичне відхилення при цьому складає $\sigma = 1,26$.

Список використаних джерел

1. Дідур В.А. Оптимізація параметрів пневмосепаратора для сепарації рушанки рицини / В.А. Дідур, А.Б. Чебанов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - Мелітополь, 2010.- Вип.10, Т.8.- С. 70-77.
2. Дідур В.А. Динаміка дисперсної фази запиленого повітряного потоку у вертикальному потоці пневмосепараторів рушанки рицини / В.А. Дідур, А.Б. Чебанов // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенко «Механізація сільського

- виробництва». – Харків:ХНТУСГ, 2012. – Вип.124, Т.1. – с. 52-63.
3. Пиловлочувач аеродинамічної сепарації сипких матеріалів, в тому числі і рушанки рицини: Д.п. 58227 Україна, МПК В01 D45/00/ В.А. Дідур, А.Б. Чебанов (Україна). – U201010090; Заявл. 16.08.2010; Опубл. 11.04.2011, Бюл.№7. – 2с
 4. Абдуев М.М. Обґрунтування параметрів сепаратора з нахиленим повітряним каналом для розділення зернових сумішей: Автореф. дис... канд.техн.наук; 05.05.11 /М.М.Абдуев. – Харків:ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2007. - 21 с.
 5. Денисенко А.Г. Исследование инерционных пылеотделителей двигателей внутреннего сгорания в стационарном и пульсирующем потоках: Дис. ... канд. техн. наук.– Харьков: ХИМЭСХ, 1969. - 169с.
 6. Балинова В.С. Статистика в вопросах и ответах: Учеб. пособие. — М.: ТК Велби, Изд-во Проспект, 2004. — 344 с.
 7. Дідур В.А.Обґрунтування технологічних режимів пневмосепаратора с пилоосаджувальною камерою при сепарації рушанки насіння рицини / В.А. Дідур, А.Б. Чебанов // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенко «Механізація сільського виробництва». – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип.107. - Т.1.- С.319 – 325.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАСЕПАРАТОРА С ПЫЛЕУЛАВЛИВАЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ НА СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В ВЕРТИКАЛЬНОМ КАНАЛЕ

Чебанов А.Б., Чебанова Ю.В.

Определены среднеквадратические отклонения неравномерности скорости воздушного потока по сечению вертикального канала в зависимости от угла установки жалюзи и заслонки при пневмасепарации рушанки клещевины.

Abstract

THE INFLUENCE OF DESIGN PARAMETERS OF AIR SEPARATION WITH DUST COLLECTING DEVICE ON THE SPEED OF THE AIR IN A VERTICAL CHANNEL

A. Chebanov, Ju. Chebanova

The middle quadratic rejections unevenness of speed current of air are certain on the section of vertical channel depending on the corner of setting jalousies and shutters at air separation seed of castor oil.

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТРАНСПОРТУЮЧОГО МЕХАНІЗМУ РІЗАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ КОМБАЙНУ ОБЧІСУВАЛЬНОГО ТИПУ

Шегеда К.О., асп., Данченко М.М., доц.; Шокарев О.М. доц.

Таврійський державний агротехнологічний університет

У статті наведені результати кінематичного аналізу поведінки граблин транспортуючого механізму в зоні вивантажувального вікна валкоутворювача різального пристрою комбайна обчисуючого типу.

Постановка проблеми. Одним з перспективних напрямів комбайнової технології збирання зернових культур є збирання методом обчисування рослин на кореню [1, 2].

Однак невирішеність до теперішнього часу проблеми збирання обчисаного стеблостою вважається основним стримуючим фактором при широкому впровадженні в виробництво зернозбиральної техніки обчисувального типу.

На теперішній час відомо декілька типів різальних пристроїв, що забезпечують зрізання обчисаних стеблин перед рушіями комбайнів по всій ширині захвату обчисувального пристрою і укладання їх в валок, який здатні підібрати і утилізувати існуючі комплекси машин [3,4].

Але для підвищення надійності технологічного процесу обчисування зернових культур треба підвищити в першу чергу надійність робочих органів різального пристрою комбайна, зокрема транспортуючого механізму та валкоутворювача.

Постановка завдання. Дана стаття присвячена дослідженню процесу транспортування та укладки в валок зрізаних, обчесаних стебел зернових культур, які збираються методом обчисування рослин на корені. Виникає необхідність в проведенні кінематичного аналізу поведінки граблин транспортуючого механізму в зоні вивантажного вікна та проведенню досліджень процесу взаємодії стебла з відбиваючою поверхнею валкоутворювача різального пристрою комбайна обчисуючого типу .

Аналіз останніх досліджень. Зусиллями науковців проблемної лабораторії зернозбиральних машин ТДАТУ було створено оригінальний різальний пристрій (рис. 1, 2) для збирання обчисаного стеблостою у валок [3].

Малогабаритний пристрій забезпечує на технічному і технологічному рівнях та у всьому діапазоні робочих швидкостей комбайна (1,0...2,5 м/с) низький зріз обчесаних стебел по всій ширині обчисуючого пристрою і укладання їх у валок між рушіями комбайна для подальшого збирання з поля серійними соломозбиральними машинами.

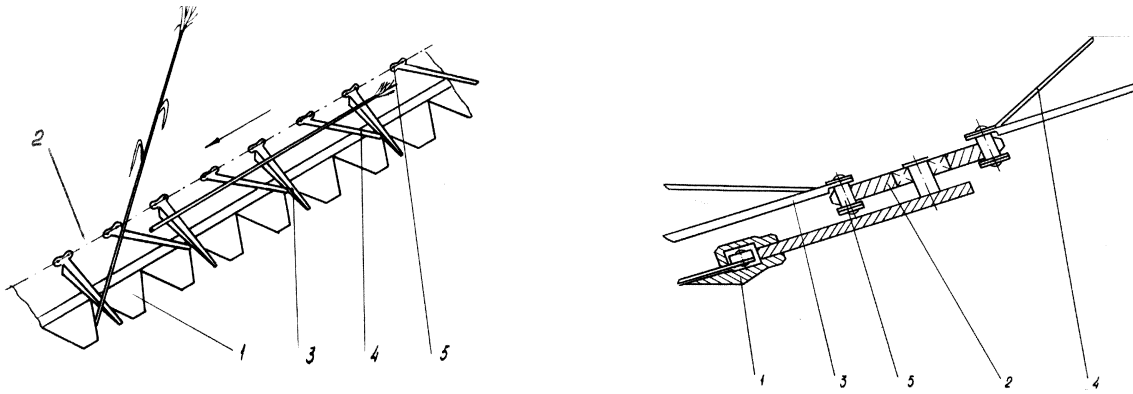


Рис. 1 – Конструктивно-технологічна схема різального пристрою ТДАТУ:
 1 – різальний апарат; 2 – транспортуючий механізм; 3 – підсікаючі граблини; 4 –
 транспортуючі граблини; 5 – гнучкий елемент



Рис. 2 – Загальний вид різального пристрою з валкоутворювачем (ТДАТУ)

Результати чисельних польових випробувань такого пристрою показали наявність в ньому конструктивно-технологічної недоробки механізму валкоутворення. До того ж з'ясувалось, що процес взаємодії стебла з відбиваючою поверхнею валкоутворювача достатньо складний з погляду аналітичного його опису. Тому з метою вирішення цієї проблеми були проведені дослідження процесу відбивання зрізаних стеблин обертаючою циліндричною поверхнею з використанням методу фізичного моделювання.

Основна частина. Транспортуючий механізм, представлений у вигляді двох нескінченних однакових по довжині ланцюгів (рис. 3) має постійну швидкість руху.

Як видно з рисунку 3 нескінченні ланцюги обертаються назустріч один одному, тобто до центру різучого пристрою, де відбувається формування валка. На ланцюзі транспортера закріплені з кроком X граблини. Підсікаюча граблина 1 відхилена назад по ходу руху на кут β в площині транспортера.

Транспортуюча граблина 2 встановлена під кутом ξ до поверхні різального пристрою, тобто паралельно ґрунту.

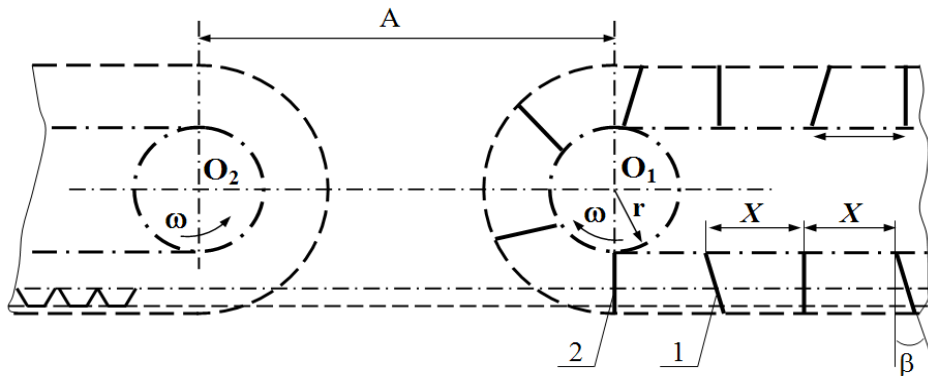


Рис.3 – Схема різального пристрою (вид зверху)

Надійність і якість роботи такого різального пристрою залежить від своєчасного очищення його від зрізаних рослин.

Аналіз результатів лабораторних і польових досліджень різального пристрою, приєднаного до обчисуючого навісного модуля, показав, що в процесі різання найбільш незадовільні умови транспортування зрізаних рослин виникають в зоні викидного вікна. Було відмічено, що в цій зоні у момент зміни напрямку руху стебла, відбувається його різкий взліт. Це призводить до того, що погіршується операція пропуску обчесаних стебел через валкоутворювач, знижується якість валка, порушується технологічний процес різання. Тому в роботі були проведені додаткові теоретичні дослідження.

Своєчасне очищення транспортуючих граблин від рослинної маси відбувається за рахунок різкої зміни напрямку руху і збільшення лінійної швидкості граблин при їх повороті [5], де здійснюється формування валка, за допомогою валкоутворюючого механізму.

Дійсно, якщо на прямолінійній ділянці руху ланцюга стебла, рухаючись поступально, мають швидкість:

$$v = \omega \cdot r, \quad (1)$$

де: ω – кутова швидкість ведучої зірочки, а r – радіус ведучої зірочки, то при набіганні ланцюга на зірочку лінійна швидкість краю граблини при розвороті миттєво зростає до величини:

$$v' = \omega \cdot (r + l_{mp} \cdot \cos \xi), \quad (2)$$

де: l_{mp} – довжина транспортуючої граблини, ξ – кут нахилу ріжучого апарату до горизонту.

Прискорення ж стебел при русі на прямолінійній ділянці ланцюга було рівне нулю, проте при набіганні ланцюга на зірочку у граблини з'являється нормальне прискорення, рівне:

$$a'_n = \omega^2 \cdot (r + l_{mp} \cdot \cos \xi). \quad (3)$$

Таким чином, в зоні вивантажного вікна у момент переходу від поступальної ходи граблин транспортера на обертальний рух змінюється кінематичний режим руху граблин.

Розглянемо кінематику руху довільної точки M граблини, розташованої на відстані Δ щодо ланцюга, в системі координат XYZ (рис.4). Приймаємо наступну систему координат: вісь OX вибираємо по напрямку руху комбайна, вісь OY – по напрямку поперечного руху граблини, і вісь OZ – направляємо вертикально вгору.

Координати точки M , як функції кута повороту транспортуючої граблини, можна записати в наступному вигляді:

$$\begin{cases} X^M = R \cdot \cos \varphi \cdot \cos \xi + \Delta \cdot \sin^2 \xi \\ Y^M = R \cdot \sin \varphi \\ Z^M = R \cdot \sin \xi \cdot (1 - \cos \varphi) + Z_1 \end{cases} \quad (4)$$

де: $\varphi = \omega t$ – кут повороту граблини, рад;

$\omega = \frac{v_{mp}}{r}$ – кутова швидкість ведучої зірочки, c^{-1} ;

v_{mp} – швидкість транспортера, м/с;

t – момент часу, с;

R – радіус кола, описаний точкою M транспортуючої граблини, м:

$$R = r + \Delta \cdot \cos \xi \quad (5)$$

Z_1 – відстань між транспортуючою граблиною і ґрунтом, м:

$$\begin{cases} v_x^M = -R \cdot \omega \cdot \cos \xi \cdot \sin \varphi \\ v_y^M = R \cdot \omega \cdot \cos \varphi \\ v_z^M = R \cdot \omega \cdot \sin \xi \cdot \sin \varphi \end{cases} \quad (8)$$

Тоді швидкість точки M граблини визначиться з виразу:

$$v^M = \sqrt{(v_x^M)^2 + (v_y^M)^2 + (v_z^M)^2} = \omega \cdot R = \omega \cdot (r + \Delta \cdot \cos \xi) \quad (9)$$

Після диференціювання виразу (8) за часом дістанемо проекції прискорення точки M на вибрані координатні осі:

$$\begin{cases} a_x^M = -R \cdot \omega^2 \cdot \cos \xi \cdot \cos \varphi = -a_n \cdot \cos \xi \cdot \cos \varphi \\ a_y^M = -R \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi = -a_n \cdot \sin \varphi \\ a_z^M = R \cdot \omega^2 \cdot \sin \xi \cdot \cos \varphi = a_n \cdot \sin \xi \cdot \cos \varphi \end{cases} \quad (10)$$

де: $a_n = \omega^2 \cdot R$ – нормальне прискорення т. M , м/с².

Тоді повне прискорення точки M граблини буде рівне:

$$a^M = \sqrt{(a_x^M)^2 + (a_y^M)^2 + (a_z^M)^2} = \omega^2 \cdot R = \omega^2 \cdot (r + \Delta \cdot \cos \xi) \quad (11)$$

На рис. 5 зображені графіки залежності проекцій швидкості і прискорень граничних точок граблини (т. A і т. B) на вибрані осі координат залежно від кута повороту граблини згідно залежностям (8) і (10) при наступних початкових даних: $r = 0,082$ м $\xi = 30^\circ$, $l_{mp} = 0,125$ м, $v_{TP} = 3,0$ м/с $\omega = v_{TP}/r = 36,56$ с⁻¹.

Проекції швидкостей і прискорень т. A зображені без урахування їх напрямів, тобто абсолютні значення величин.

Як видно з рисунка, під час переходу граблини з поступальної ходи в обертальну, тобто при її розвороті, відбувається зміна її кінематичного режиму.

Швидкість краю граблини миттєво зростає від 3 м/с до 7 м/с, і у неї з'являється прискорення, рівне 254,5 м/с². В результаті цього передня (комлева) частина стебел набуває в цій зоні прискорення, вертикальна складова якого направлена вгору.

Тобто ця частина стебел у момент розвороту граблин підкидається вгору.

Горизонтальні складові прискорення граблини в початковий момент часу рівні $a_x = 0$ м/с², $a_y = 220$ м/с². Складова прискорення a_x у процесі розвороту граблини збільшується, а складова прискорення a_y , навпаки, зменшується.

Це означає, відносно напрямку транспортування зрізаних стебел граблина гальмується з прискоренням a_x , тобто стебла прослизують по граблині, зберігаючи первинний напрям свого руху. Відносно напрямку руху комбайна граблина "тікає" назад з прискоренням a_y , захоплюючи за собою стебла в зону формування валка.

Таким чином, в місці розвороту граблини складаються сприятливі умови для очищення транспортуючого механізму від стебел і формування валка.

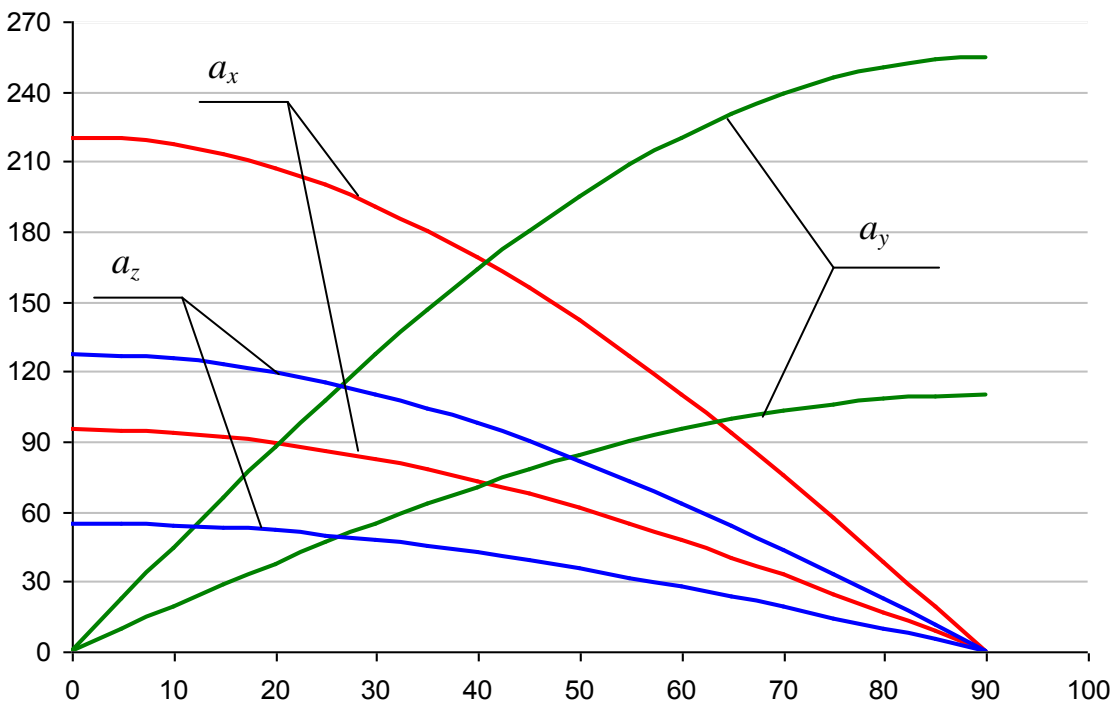
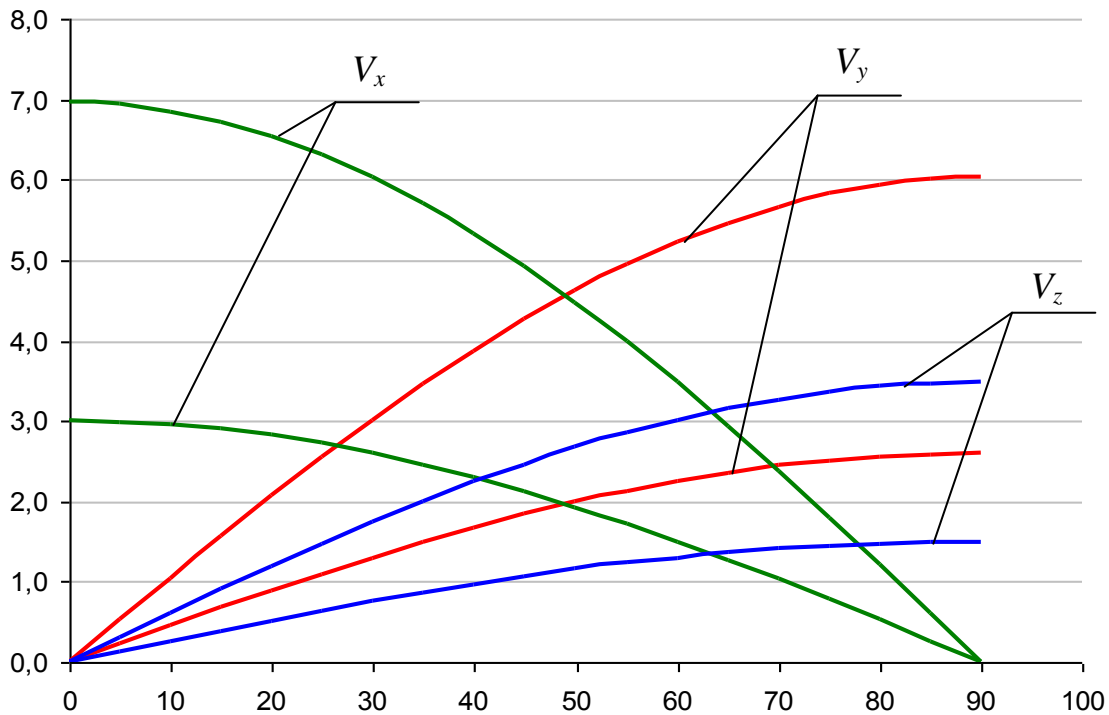


Рис.5 – Проекції швидкостей і прискорень граничних точок граблини

Висновки. В процесі вивчення механіко-технологічних особливостей взаємодії обчесаних стебел з робочими органами різального пристрою були вирішені наступні завдання: обрана схема транспортування поступаючої маси стебел, що формує і укладає валок між рушіями комбайна; в результаті кінематичного аналізу транспортуючого механізму було визначено, що в місці розвороту граблини складаються сприятливі умови для очищення його від стебел

і формування валка.

Список використаних джерел

1. Разработать технологические процессы и основные рабочие органы рисоуборочного комбайна и полевой уборочной машины, основанных на принципе обмолота растений на корню.// Заключительный отчет по НИР/ Мелитоп. институт мех. сел. хоз; № ГР02910041798. – Мелитополь, 1990. – 60 с.
2. А.С 1165278 СССР, Устройство для обмолота сельскохозяйственных культур на корню. /Голубев И.К., Гончаров Б.И. и др./ - Б.И. – 1985. - №25.
3. А.С. 1601971 СССР, Режущее устройство сельскохозяйственных машин. / Шокарев А.Н. и др./ - Б.И. – 1990. - №20.
4. Шокарев О.М., Данченко М.М. Технічні вимоги до різального пристрою рисозбирального комбайна обчисувального типу та його польові дослідження // Праці Таврійської держ. агротехн. академії. – Мелітополь, 2001. - Вип. 1, т. 18. – С. 88 - 91.
5. Шокарев А.Н. Обоснование технологической схемы и основных параметров режущего устройства рисоуборочного комбайна очесывающего типа: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 – Луганск.,: ЛНАУ, 2002. -176 с.

Аннотация

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТРАНСПОРТИРУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА РЕЖУЩЕГО УСТРОЙСТВА КОМБАЙНА ОЧЕСЫВАЮЩЕГО ТИПА

Шегеда К.О., Данченко М.М., Шокарев О.М.

В статье приведены результаты кинематического анализа поведения граблин транспортирующего механизма в зоне выгрузного окна режущего устройства комбайна очесывающего типа.

Abstract

KINEMATIC ANALYSIS OF THE TRANSPORT MECHANISM OF THE CUTTING DEVICE HARVESTER STRIPPER TYPE

K. Shegeda, M. Danchenko, O. Shokarev

In the article for definition of cross-sectional moving of the cutting device of a segment type with reciprocal motion of a knife is resulted at the expense of force of inertias. Is indicated on what the value of this moving and measures on reduction oscillations called by force of inertias influences.

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА НАСІНИНУ ПРИ ПРОХОДЖЕНІ ВЕРТИКАЛЬНОГО АСПІРАЦІЙНОГО КАНАЛУ СЕПАРАТОРА ІЗ ДІЕЛЕКТРИЧНОЮ НАВИТКОЮ

Шокарев О.О., асп., Кюрчев С.В., доц.

Таврійський державний агротехнологічний університет

У статті наведена схема сил, що діють на насінину при проходженні вертикального аспіраційного каналу із діелектричною навиткою.

Постановка проблеми. При роботі аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою, передбачається, що насіння з бункера живильником постачається через патрубок введення у аеродинамічний вертикальний канал із діелектричною навиткою.

При падінні насіння всередині каналу під дією сили тяжіння, назустріч їм повинен всмоктуватись повітряний потік та діяти електричне поле, що створюється діелектричною навиткою, розміщеною на зовнішній поверхні цього каналу, виконаного із пластмаси.

В результаті взаємодії аеродинамічних та електричних сил, повинно відбутися розщеплення вертикальної траєкторії руху насінин, із подальшим їх перерозподілом по фракціям питомо-важких насінин та питомо-легких.

Після розщеплення вертикальної траєкторії руху насінин, вони повинні випадати з нижнього кінця вертикального аспіраційного каналу сепаратора, потрапляючи до приймачів продуктів поділу – бункерів фракцій I та I I, відповідно питомо-важких та питомо-легких насінин.

Виникає необхідність в обґрунтуванні параметрів сепарації у повітряному потоці із електростатичним аспіраційним каналом насіння сільськогосподарських культур .

Для обґрунтування основних конструктивних та технологічних параметрів запропонованого сепаратора необхідно провести теоретичні дослідження.

Постановка завдання. Для теоретичного обґрунтування основних конструктивних та технологічних параметрів запропонованого сепаратора необхідно окреслити основні сили, що діють на насіння при його сепаруванні.

Мета роботи теоретичне визначення сил, що діють на насінину при проходженні вертикального аспіраційного каналу із діелектричною навиткою.

Аналіз останніх досліджень. Вітчизняний вчений Котов Б.І. розробив та досліджував засоби сепарації насіння в повітряних потоках [1], але без використання електричного поля.

Електростатичні очисники насіння використовують відмінності в електричних характеристиках насіння і виконують багатоцільову сепарацію, яку не виконує звичайне обладнання для очищення насіння.

Ступінь сепарації залежить від відносної здібності насіння проводити електрику або тримати поверхневий заряд суміші.

Звичайний електростатичний сепаратор насіння складається з завантажувального бункера, конвеєра або циліндра, блок живлення високої напруги, електрода з регулятором і контейнерів. У процесі роботи насіння дозовано потрапляє з бункера до циліндра і транспортуються в електричному полі, що оточує електрод, де вони стають зарядженими.

Дане насіння буде, як правило, прагнути тримати або втрачати заряд, відповідно до його електропровідності. Залежно від характеристик поля деяке насіння відштовхуються електродом і захоплює рухомою стрічкою.

Насіння з іншими електричними характеристиками, навпаки, притягується до електрода. Ці тяжіння або відштовхування від електрода примушують суміш розділятися на фракції. Розділювачі, що розташовані на шляху падіння часток дають змогу збирати різні фракції.

На першому етапі моделювання процесу сепарації насіння в аеродинамічному сепараторі із діелектричною навиткою неможливо було застосовувати аналітичне моделювання, тому застосовувався алгоритмічний підхід.

Алгоритмічна модель не допускає точного рішення, але допомагає використовувати, під час теоретичних досліджень.

Основна частина. Для теоретичного обґрунтування основних конструктивних та технологічних параметрів запропонованого сепаратора, перш за все необхідно окреслити основні сили, що діють на насіння при його сепаруванні, тобто при проходженні вертикального аспіраційного каналу сепаратора із діелектричною навиткою.

При вільному падінні насіння, яке постачається із бункера живильником у верхню частину вертикального аспіраційного каналу розробленого сепаратора за допомогою патрубку введення, на насінину діють сили повітряного опору та електрична сила [2], що дозволяє отримати додаткове розщеплення вертикальної траєкторії.

Зобразимо схему сил, що діють на насінину, представивши її матеріальною точкою та скориставшись другим законом Ньютона, як наведено на рис. 1.

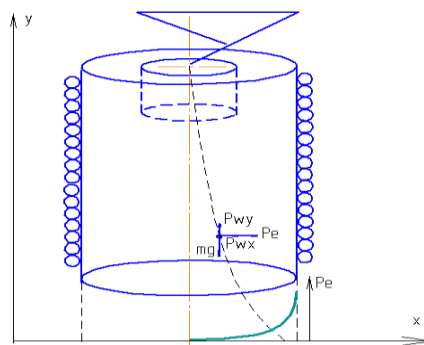


Рис. 1 - Схема сил, що діють на насіння при роботі запропонованого аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою

Запишемо рівняння Ньютона по відношенню до насіння, відносно вісі:

$$\overline{ma} = \overline{P}_{wx} + \overline{P}_e, \quad (1)$$

де: \overline{P}_{wx} - складова сили аеродинамічного опору в горизонтальному напрямку; H ; \overline{P}_e - сила електричного притягнення насіння до діелектричної навитки, що розміщена на зовнішньому боці вертикального аспіраційного каналу сепаратора, Н.

Розпишемо більш детально складові даних сил.

Аеродинамічною силою, що діє в горизонтальному напрямку і в результаті розщеплює вертикальну траєкторію руху насіння є під'ємна сила, яка існує при обтіканні тіл із аеродинамічно-неправильною формою поверхні.

Під'ємна сила виникає з наявності кута атаки, який утворюється за рахунок різного ступеня обтікання насіння, як наведено на рис. 2.

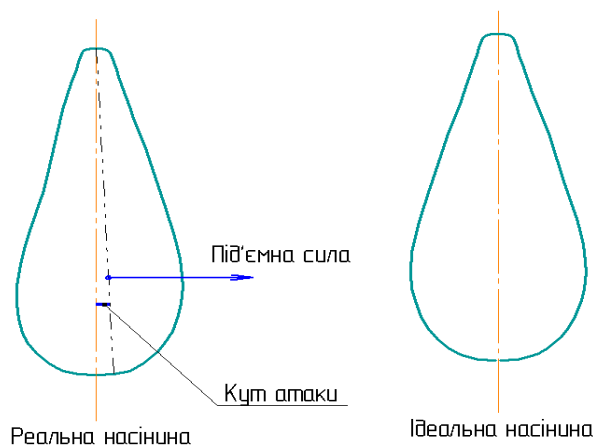


Рис. 2 - Схема утворення кута атаки при обтіканні реальної та ідеальної насіннин повітряним потоком

Ввівши припущення, що на насіння діє сила, аналогічна аеродинамічній силі крила літака, використаємо загальновідомі формули під'ємної сили (діючої на крило літака).

$$P_{w.під'ємна} = \rho_{нов} \cdot C_y \cdot F_{mid.нас} \cdot V_{повітря}^2, \quad (2)$$

де: $\rho_{нов}$ - щільність повітря при $t=20^\circ\text{C}$, на висоті над рівнем моря 0 м, дорівнює $1/8$, $\text{кг}/\text{м}^3$;

C_y - аеродинамічний коефіцієнт під'ємної сили, котрий діє на еквівалентне до умов обтікання насіння крило літака;

$F_{mid.насіннини}$ - площа міделевого перерізу насіннини, м^2 ;

$V_{повітря}$ - абсолютна сукупна відносна швидкість повітряного потоку до поверхні насіння, $\text{м}/\text{с}$.

Таким чином, для отримання максимальної якості поділу необхідно забезпечити максимальну під'ємну силу, що буде при проходженні вертикального аспіраційного каналу установки діяти на питомо-легке насіння.

Висновки. Алгоритмічна модель запропонованого аеродинамічного сепаратора із діелектричною навиткою дозволила розробити схему сил, що діють на насіння в вертикальному аспіраційному каналі сепаратора.

Як показали теоретичні дослідження сепаратора із діелектричною навиткою, в аспіраційному каналі з'являється сила електричного притягнення насіння до діелектричної навитки, що розміщена на зовнішньому боці вертикального аспіраційного каналу сепаратора, це дозволяє отримати додаткове розщеплення вертикальної траєкторії насіння.

Схема сил, що діють на насіння дозволить теоретично обґрунтувати раціональний діаметр патрубку введення насіння в вертикальний аспіраційний канал сепаратора із діелектричною навиткою, а також теоретично обґрунтувати раціональний діаметр самого вертикального аспіраційного каналу сепаратора із діелектричною навиткою.

Список використаних джерел

1. Котов Б.І. Перспективи розвитку конструкцій зернонасінеочисної техніки // Конструювання, виробництво та експлуатація с.-г. машин: Кіровоград. 2001. Вип. 31. - С. 110-111.
2. Лавров И.М. Исследование процесса разделения зерновых смесей воздушным потоком при наложении электрического поля: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства" / И.М. Лавров — Челябинск, 1975. — 27 с.

Аннотация

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, КОТОРЫЕ ДЕЙСТВУЮТ НА СЕМЕНА ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ ПО ВЕРТИКАЛЬНОМУ АСПИРАЦИОННОМУ КАНАЛУ СЕПАРАТОРА С ДИЭЛЕКТРИЧНОЙ НАВИВКОЙ

Шокарев О.О., Кюрчев С.В.

В статье приведены схемы сил, которые действуют на отдельное семя, при прохождении в вертикальном аспирационном канале с диэлектрической навивкой.

Abstract

DETERMINE THE FORCES THAT ACT ON SEEDS AS THEY PASS THROUGH THE VERTICAL ASPIRATION CHANNEL SEPARATOR WITH A DIELECTRIC WINDING

O. Shokarev, S. Kyrchev

This article shows the scheme of the forces acting to the passage seed in the vertical aspiration channel with dielectric winding.

НАУЧНО-ИННОВАЦИОННЫЕ АСПЕКТЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА

Лебедев А.Т., докт. техн. наук, профессор
*Харьковский Национальный технический университет
сельского хозяйства им. Петра Василенко*

Обоснованы научно-инновационные аспекты (от лат. aspectus – взгляд, точка зрения) теории трактора, базирующиеся на основных положениях классической механики. Доказано, что при оценке тягового баланса трактора необходимо учитывать активную и пассивную работу, для тягово-приводных МТА сформулирована гипотеза оптимальных затрат энергии. Приведены основные положения инновационного направления тяговой динамики трактора, базирующиеся на решении обратной задачи динамики классической механики.

Введение. Трактор является основным элементом энерготехнологического комплекса сельскохозяйственного производства, на основе которого комплектуются агрегаты различного технологического назначения. В рамках нынешнего технического развития тракторостроители Украины находятся в сложном положении, так как ограниченность ресурсов не позволяет вести исследовательские и опытно-конструкторские работы на уровне ведущих мировых фирм. В данных условиях наиболее перспективно инновационное направление развития тракторной энергетики, при котором при разработке и модернизации тракторов обеспечивается выведение их на рынок с новыми потребительскими свойствами.

Анализ основных публикаций. Теория трактора изучает его эксплуатационные качества. В ее задачи входят: выбор и характеристика эксплуатационных качеств; исследование влияния, оказываемого на них различных конструктивных и эксплуатационных факторов [1].

Первой опубликованной работой по теории и конструкции трактора (1917 г.) была работа А.Н. Судакова "Тракторы", в которой наряду с описанием конструкции тракторов был изложен ряд теоретических положений по определению силы тяги трактора, его тягового КПД и намечены пути модернизации основных элементов. Можно считать, что данная работа была первой работой, в которой отражаются основы инновационного направления развития тракторостроения. В последующие годы история развития тракторной энергетики базируется в основном на инновационных направлениях модернизации и создания тракторов [2, 3]. Наиболее интенсивно внедряются в тракторную энергетику инновационные достижения в последнее время при технической модернизации сельского хозяйства в направлении "разумного земледелия", при котором автоматизированные системы обрабатывают и сопоставляют не только параметры тракторов и сельхозмашин, но и данные о

протекании технологических процессов с учетом внешней информации [4, 5]. При этом можно прогнозировать основные направления создания трактора (мобильного энергомодуля) с повышенными потребительскими свойствами [6]. Это потребует уточнения некоторых положений теории тракторов тяговой и тягово-энергетических концепций в направлении повышения эффективности использования механической энергии для выполнения технологического процесса.

Цель исследования – определить мониторингом публикаций, анализом результатов собственных научных исследований и методами прогнозирования обосновать основные направления инновационного развития теории тягово-динамических качеств трактора.

Результаты исследования. Теория трактора базируется на основных положениях классической механики, в частности, при оценке тягового баланса трактора в основу положены основные уравнения силовой функции механической системы, динамика трактора исследуются с позиции неустойчивости параметров механической системы и т.д. При этом трактор рассматривается как совокупность функционально взаимосвязанных и расположенных в определенном порядке элементов (сборочные единицы, агрегаты и т.д.).

При наметившейся в последнее время тенденции повышения энергонасыщенности тракторов, перехода их с тягового в тягово-энергетическое средство некоторые положения теории трактора и классической механики вступают в противоречие (качение колеса, мощностной баланс), другие положения требуют своего развития (тягово-приводные МТА, тяговая динамика трактора).

Исследования в данном направлении являются инновационными, т.к. их результаты могут быть востребованы наукой и практикой.

Работа ведущего колеса характеризуется превращением энергии вращательного движения в поступательное при действии касательной реакции (тяговой силы) в месте контакта колеса с опорой. В соответствии с основными положениями классической механики работа постоянной силы определяется по формуле [7]:

$$A = F \cdot S \cdot \cos\alpha, \quad (1)$$

где S – перемещение тела под действием силы F , α – угол между направлением силы и перемещения.

По данной формуле делается вывод, что "если сила перпендикулярна перемещению, то работа силы равна нулю. Если же, несмотря на действие силы, перемещение точки приложения силы не происходит, то сила никакой работы не совершает".

В соответствии с данным выводом рассмотрим неравномерное движение ведущего колеса по горизонтальной деформируемой поверхности (рис. 1) [1].

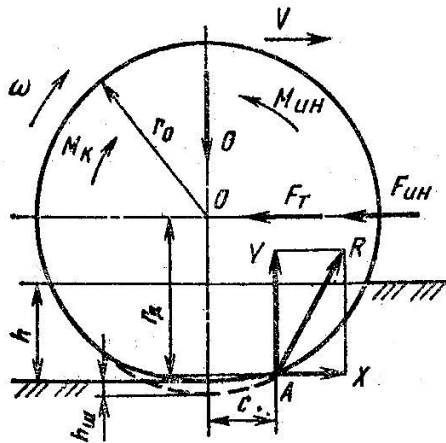


Рис. 1 - Схема сил и моментов, действующие на эластичное ведущее колесо на горизонтальной деформируемой поверхности.

Качение колеса вызывается моментом M_n , приложенном к его оси. Со стороны остова трактора на колесо действуют: реактивная сила F_m , представляющее собой сопротивление, оказываемое остовом трактора толкающему ее колесу, и вертикальная нагрузка G , включающая часть веса остова, приходящегося на колесо, и вес колеса. Реактивные силы, действующие со стороны грунта на колесо, определяются равнодействующей R , приложенной в точке A опорной поверхности колеса. Сила R разлагается на составляющие вертикальную Y , представляющую собой сумму элементарных нормальных реакций грунта, и горизонтальную X составляющую, определяемой суммой касательных реакций грунта, направленных в сторону движения. Сила X направлена по движению трактора, является силой тяги и определяет работу ведущего колеса (активная работа). Если сила Y направлена горизонтально ($\alpha = 0$), то в соответствии с зависимостью (1) работа ведущего колеса $A_1 = XS$, а если под углом α , то $A_2 = XS \cos \alpha$. Так как $A_1 > A_2$, то, естественно, возникает вопрос: исчезла ли энергия равная разности $A_1 - A_2$. Теория трактора определенно отвечает на данный вопрос, предлагая учитывать затраты энергии по моменту $M_c = Y \cdot c$ (см. рис. 1) при учете сопротивления движению колеса [1]. В данном случае при малых перемещениях силы Y относительно точки приложения A опорной поверхности колеса данная сила будет совершать работу на точечном перемещении $r_2 - r_1$, определяемой по интегралу $A = \int_{(L)} (\bar{Y}, d\bar{r})$, взятому вдоль траектории L точки (A) (пассивная работа).

Данная работа не учитывается в мощностном балансе качения эластичного колеса по деформируемой поверхности [1], что приводит к неточностям определения тяговых показателей трактора.

Активная и пассивная работа МТА присуща при агрегатировании трактора с навесными либо прицепными машинами, оценка их курсовой устойчивости, движения на подъём-спуск и т.д. Для данных случаев движения действующая сила на МТА разлагается на активную и пассивную силы, определяющие соответственно его работу. Данное направление работ по теории трактора является инновационным, т.к. позволяет обосновать новые

рекомендации по совершенствованию конструкций тракторов и эффективности их эксплуатации.

Тягово-приводные МТА. В данных приводах трактор агрегируется с сельхозмашиной с активными рабочими органами, в которых мощность двигателя реализуется через тягу трактора и в основном (до 70%) на привод активных рабочих органов [8]. Инновационное направление теории данных МТА может быть в решении проблемы обоснования условий функционирования без циркуляции мощности от движителей трактора к активным рабочим органам и далее к двигателю.

На мощностной баланс тягово-приводного МТА, например с ротационной почвообрабатывающей машиной, существенное влияние оказывает «толкающее усилие» P_x от активных рабочих органов сельхозмашины. В зависимости от соотношения P_x и силы тяги на крюке трактора $P_{кр}$ возможно три случая движения МТА [9]:

- при $P_{кр} > P_x$ к движителям трактора приложен крутящий (ведущий) момент M_k и касательная сила P_k , действующая в направлении движения МТА. При этом может иметь место буксование движителей трактора (коэффициент буксования $\delta > 0$);

- при $P_{кр} = P_x$ движение МТА осуществляется без буксования трактора ($\delta = 0$);

- при $P_{кр} < P_x$ движители трактора нагружены отрицательным моментом M_k и касательная сила тяги P_k направлена против хода трактора, приводящая к появлению отрицательного буксования ($\delta < 0$).

Разность тяговой мощности трактора $N_{кр}$ и мощности «толкающего усилия» N_x образует избыточную мощность $N_{из} = N_x - N_{кр}$, часть которой расходуется на скольжение движителей, а другая часть передается через трансмиссию трактора на привод активных органов сельхозмашины. Избыточная мощность циркулирует по замкнутому кругу: от движителей трактора через трансмиссию и ВОМ к барабану ротационной машины, а от последней через остов машины и навеску к двигателю трактора. Под действием циркулирующей мощности происходит интенсивный износ шин, трансмиссии и привода ВОМ трактора, снижается КПД и увеличивается расход топлива МТА. Подобное явление циркуляции мощности наблюдается также в тягово-транспортных агрегатах с активным приводом ходовой системы прицепа [10].

Предлагается для устранения отрицательных последствий циркулирующей мощности в комбинированных ротационно-почвообрабатывающих машинах применять тяговые рабочие органы, устанавливаемые перед барабаном или сзади барабана ротационной машины; а в тягово-транспортных агрегатах применять гидравлический (электрический) привод ходовой системы прицепа.

Данный анализ позволяет сформулировать гипотезу эффективной работы тягово-приводного МТА:

«Оптимальные затраты энергии на работу МТА с активными рабочими органами агрегируемой сельхозмашины можно достичь при равенстве

толкающего усилия активных рабочих органов и суммы сопротивлений качению трактора и машины.»

Тяговая динамика трактора. При агрегатировании трактора с сельхозмашиной энергия затрачивается на выполнение технологической операции и на динамические процессы, возникающие в системе «трактор – сельхозорудие». Тяговая динамика трактора определяется соотношением движущих (тяговых) сил и сил сопротивления при неустановившемся движении (разгон, переключение передач, нестабильность тягового сопротивления сельхозмашины и т.д.). В данном случае изменение поступательной скорости v движения тракторного агрегата оценивается по формуле:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_0 - \Sigma P_c}{m_{az}}, \quad (2)$$

где P_0 - движущая сила агрегата (сила тяги трактора); ΣP_c - сумма сил сопротивления движения агрегата; m_{az} - приведенная до поступательно движущихся частей масса агрегата.

В данной формуле с достаточным приближением можно принять приведенную массу агрегата постоянной ($m_{az} = const$). Силы сопротивления движению агрегата зависят от факторов, большинство из которых являются переменными величинами, определяемыми свойствами грунта и рельефом местности, глубиной обработки, скоростью движения и т.д., т.е. $\Sigma P_c \neq const$. В данном случае при выполнении трактором технологического процесса ускорение агрегата будет изменяться как по величине, так и по знаку, т.е. $dv/dt \neq const$.

В классической механике в соответствие с уравнением (2) оценивается неустановившееся движение системы, т.е. $dv/dt \neq 0$ при $P_0 \neq \Sigma P_c$. Инновационное направление тяговой динамики трактора заключается в решении обратной задачи: при известном dv/dt оценить P_0 и ΣP_c . Данное решение выполняется с помощью метода парциальных ускорений, базирующимся на обратном переходе от векторной суммы в пространстве сил к векторной сумме в пространстве ускорений [11].

Предлагается оценивать касательное тяговое усилие на ведущих колесах P_k и на крюке P_{kp} трактора по зависимостям:

$$P_k = (m_T + m_{cx})[\dot{\mathcal{G}}_T(\mathcal{G}) - \dot{\mathcal{G}}_T^e(\mathcal{G})]; \quad (3)$$

$$P_{kp} = m_T[\dot{\mathcal{G}}_{Tf}(\mathcal{G}) - (1 + m_T / m_{cx})\dot{\mathcal{G}}_T^e(\mathcal{G})], \quad (4)$$

где m_T , m_{cx} - масса соответственно трактора и сельхозмашины; $\mathcal{G}_T(\mathcal{G})$, $\mathcal{G}_T^e(\mathcal{G})$ - линейные ускорения трактора соответственно при разгоне и выбеге

(муфта сцепления выключена, нейтральная передача трансмиссии); \mathcal{G}_{Tf} - ускорение трактора при действии только силы сопротивления качению колес.

При известной скорости \mathcal{G}_T трактора оценивается эффективная мощность двигателя $N_e(\mathcal{G}) = P_k \mathcal{G}_T$ и тяговая мощность $N_{kp}(\mathcal{G}) = P_{kp} \mathcal{G}$.

Таким образом, без применения динамометрического оборудования при известных m_T, m_{cx} по разнице $\dot{\mathcal{G}}_T(\mathcal{G})$ и $\dot{\mathcal{G}}_T^e(\mathcal{G})$ определяется P_k , при определении P_{kp} оценивается $\dot{\mathcal{G}}_{Tf}$.

Предлагается оценивать силу сопротивления сельхозмашины R_c (навесной, прицепной) при агрегатировании с трактором по зависимости:

$$R_c = (m_T + m_{cx})[\dot{\mathcal{G}}_{Tx}(\mathcal{G}) - \dot{\mathcal{G}}_{Ta}(\mathcal{G})], \quad (5)$$

где $\dot{\mathcal{G}}_{Tx}(\mathcal{G})$, $\dot{\mathcal{G}}_{Ta}(\mathcal{G})$ - продольное ускорение трактора при разгоне на определенном агрофоне с сельхозмашиной соответственно в транспортном и рабочем положениях.

Таким образом, сила сопротивления сельхозмашин при агрегатировании с трактором определяется при известных массах трактора и сельхозмашины по разнице продольных ускорений разгона на определенном агрофоне с сельхозмашиной в транспортном и рабочем положениях.

Предлагается оценивать массу сельхозмашины m_{cx} при агрегатировании с трактором известной массой m_T по зависимости:

$$m_{cx} = m_T [1 - \dot{\mathcal{G}}_{Ta}^e(\mathcal{G}) / \dot{\mathcal{G}}_T^e(\mathcal{G})], \quad (6)$$

где $\dot{\mathcal{G}}_{Ta}^e(\mathcal{G})$, $\dot{\mathcal{G}}_T^e(\mathcal{G})$ - продольное ускорение замедления при выбеге трактора соответственно с сельхозмашиной в транспортном положении и без неё на определенном агрофоне.

Таким образом, массу сельхозмашины, прицепа с грузом при агрегатировании с трактором известной массы определяют по соотношениям замедления при выбеге на определенном агрофоне, например на грунтовой дороге, трактора с сельхозмашиной в транспортном положении и без нее.

Применение данного способа определения массы сельхозмашин особенно эффективно для транспортно-технологических комплексов при определении массы перевозимого груза.

Предложенный метод оценки тягового усилия трактора по ускорению разгона и выбегу позволяет определить его тяговые свойства при неустановившемся движении при выполнении различных технологических операций и построить динамические тяговые характеристики (Рис. 2)[12].

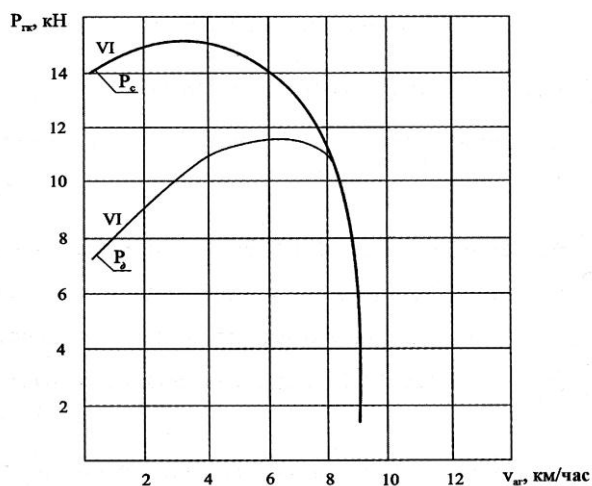


Рис. 2 – Тяговые характеристики трактора МТЗ-80 при установившемся (P_c) и неустановившемся (P_d) движении при агрегатировании с культиватором КЛД-2,0 на VI передаче (удельное сопротивление почвы 9,5 кН/м).

Из данных графиков видно, что динамические тяговые характеристики P_d , полученные при агрегатировании трактора с сельхозмашиной, существенно отличаются от статических характеристик P_c завода – изготовителя. Это обусловлено, прежде всего, прогрессивно возрастающим тяговым сопротивлением почвообрабатывающей сельхозмашины при повышении скорости движения, затратами энергии на разгон масс тракторного агрегата и повышенное буксование ведущих колес трактора при разгоне. Особенно существенна разница между P_c и P_d в начальный период разгона агрегата. Например, на VI передаче трактора при разгоне до скорости движения $V_{ар}=2,0$ км/ч динамическое тяговое усилие ниже статического на 40% ($P_c=15$ кН, $P_d=9$ кН). Разница между P_c и P_d снижается с повышением скорости агрегата при разгоне, а при достижении установившейся скорости движения P_c и P_d сравнивается.

Затраты энергии на разгон агрегата определяются по зависимости

$$E_{арп} = \int_0^{\infty} N_{арп}(t) dt, \quad (7)$$

где $N_{арп} = m_{ар} \frac{dV_{ар}}{dt} V_{ар}(t)$ - мощность необходимая на разгон агрегата.

При известных $m_{ар}$ и $V_{ар}(t)$ агрегата МТЗ-80 + КЛД -2,0 получим $E_{арп}=3,2$ МДж. Экспериментально установлено, что при выполнении агрегатом МТЗ-80 + КЛД -2,0 технологической операции по сплошной обработке почвы затраты времени на переключение передач и разгон на гоне 1000 м равен 15с, а затраты энергии $E_{арп}=12,0$ МДж. При энергетической эквиваленте 1 кг дизельного топлива 42,9 МДж дополнительные затраты дизельного топлива на неустановившемся режиме работы агрегата МТЗ-80 + КЛД -2,0 при сплошной обработке 1 га поля составляют 0,63 кг/га.

Для агрегата ХТЗ-17221+ДЛМ-5 при лущении стерни затраты энергии на разгон на тракторе ХТЗ-17221 $E_{арп}=16,4$ МДж. На тракторе ХТЗ-17221 переключение передач в диапазоне рабочих скоростей агрегата обеспечивается при движении без затрат времени на остановку и разгон, вследствие чего затраты энергии на неустановившийся режим движения определяются в основном затратами энергии на разгон вначале гона. Дополнительные затраты

при обработке 1 га стерни при длине гона 1000 м составляют $E_{\text{агр}}=32,8$ МДж, что эквивалентно 0,76 кг/га дизельного топлива.

Предложенная методика оценки тягово-энергетических свойств тракторного агрегата на основе анализа неустановившегося режима его работы при выполнении технологического процесса позволяет снизить энергозатраты на 2...3%. Определение данных дополнительных энергозатрат не предусмотрено действующей на Украине нормативной документацией, вследствие чего при испытаниях сельскохозяйственных агрегатов нет возможности обосновать направления их модернизации и эффективной эксплуатации.

Выводы. Инновационные направления научных исследований по теории трактора обусловлено новыми положениями теории качения ведущего колеса, тяговой динамики трактора, неустановившемся движении МТА на гоне. Результаты исследований данного направления работ позволяют снизить энергозатраты на выполнение технологического процесса на 2...3%.

Литература

1. Тракторы: Теория / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
2. Сакур В.А. Закономерности развития мобильной сельскохозяйственной техники / В. А. Сакур. – М.: Колос, 1994. – 159с.
3. Світові тенденції розвитку мобільної енергетики і їх прогноз для України на початок ХХІ століття / В. Г. Євтенко, Л. В. Погорілий, Л. І. Гром-Мазнічевський та ін.; За ред. Л. В. Погорілого. – К.: Сільгоспосвіта, 1997 – 68 с.
4. Федоренко В. Ф. «Разумное земледелие»-стратегический вектор технической модернизации сельского хозяйства / В. Ф. Федоренко // Техника и оборудование для села. – 2012. – №1. – с. 9-12.
5. Електронні джерела [Електронний ресурс].– Режим доступу до ресурсу :<http://tractortestlab.ukr.edu/NebraskaTractorTestLaboratory/>,
<http://www.dig.org/CDLGe.V> -Немецкое сельскохозйственное сообщество.
6. Лебедев А. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання/ А. Лебедев, В. Кравчук, С. Лебедев// Техніка і технології АПК. – 2011. – №2(17). – с. 4-8.
7. Павловский М.А. Теоретическая механика. Динамика./ М. А. Павловский, Л. Ю. Акинфиева, О. Ф. Бойчук; Под общ. ред. М. А. Павловского. – К.: Высшая шк. 1990. – 480с.
8. Лебедев А. Т. Некоторые проблемы теории трактора тягово-энергетической концепции / А. Т. Лебедев // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2012. – Вип. 124. –Т.2. – с. 5-15.
9. Ветохин В. И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины/ В. И. Ветохин, И. М. Панов, В. А. Шмонин, В. А. Юзбашев. – Киев.: Феникс, 2009. – 264 с.
10. Шалягин В. Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости/ В. Н. Шалягин. – М.: Агропромиздат, 1986. – 220 с.
11. Метод парциальных ускорений и его применение в динамике мобильных машин/ Н. П. Артемов, М. А. Подрыгало и др.; Под общ. ред. М. А. Подрыгало. – Харьков: Міськдрук, 2012. – 220 с.
12. Лебедев А. Т. Тягово-енергетичний аналіз неусталеного руху тракторного агрегату / А. Т. Лебедев, М. П. Артёмов, О. В. Кот // Збірник наук. пр. УкрНДІВПТ ім. Л. Погорілого . – Дослідницьке, 2013. – Вип. 17(31), кн.2. – с.294-305.

Анотація

НАУКОВО-ІННОВАЦІЙНІ АСПЕКТИ ТЕОРІЇ ТРАКТОРА

Лебедев А.Т.

Обґрунтовано науково-інноваційні аспекти (від лат. Aspectus - погляд, точка зору) теорії трактора, що базується на основних положеннях класичної механіки. Доведено, що при оцінці тягового балансу трактора необхідно враховувати активну і пасивну роботу, для тягово-привідних МТА сформульована гіпотеза оптимальних витрат енергії. Наведено основні положення інноваційного напрямку тягової динаміки трактора, що базується на рішенні зворотної задачі динаміки класичної механіки.

Abstract

RESEARCH AND INNOVATIVE ASPECTS OF THE THEORY OF TRACTOR

A.Lebedev

Substantiated scientific and innovative aspects (from Lat. Aspectus - opinion, point of view) the theory of the tractor, which is based on the basic principles of classical mechanics. It is proved that in assessing the balance of the tractor drawbar must be considered active and passive job for trailer drivers MTA hypothesised optimal energy consumption. The main provisions of the innovative direction of traction tractor dynamics, based on the mode of the inverse problem of the dynamics of classical mechanics.

ВПЛИВ РОЗМІЩЕННЯ ЕНЕРГОСИЛОВОГО МОДУЛЯ БЛОЧНО-МОДУЛЬНОГО АГРЕГАТУ НА ПОКАЗНИКИ ЗЧЕПЛЕННЯ РУШІЇВ З ПОВЕРХНЕЮ КОЧЕННЯ

Макаренко М.Г., Макаренко О. М., Кулаков Ю. М.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім. Петра Василенка*

Розглядається вплив розміщення в агрегаті енергосилового модуля з ведучими колесами, що мають диференціальний чи жорсткий зв'язок, на граничний кут схилу по умовам зчеплення рушіїв з поверхнею кочення.

Вступ. Необхідність проведення польових робіт в стислі агротехнічні терміни вимагає застосування високопродуктивних агрегатів на базі тракторів підвищеного тягового класу з ефективною потужністю двигуна 200...300 к.с. і більше. Для підвищення рентабельності сільськогосподарського виробництва необхідно не тільки підвищувати урожайність культур, а і зменшувати затрати на їх вирощування. Одним із напрямків зменшення експлуатаційних затрат є використання для механізації технологічних процесів універсального енергонасиченого агрегату, створеного жорстким з'єднанням енергосилового і технологічних модулів.

При побудові такого агрегату вирішуються перш за все агротехнологічні вимоги. При цьому технологічні модулі відносно енергосилового можуть бути розміщені попереду, позаду, збоку, зверху чи знизу [3].

Однак, при цьому ведучими колесами у створеного агрегату можуть бути передні, задні або усі колеса. Важливим є також питання, яким чином з'єднуються ведучі колеса: диференціальним зв'язком чи жорстким блокуванням. Особливо вплив цих чинників збільшується при русі блочно модульного агрегату по схилу, оскільки відбувається перерозподіл нормальних навантажень не тільки між колесами різних ведучих та ведених осей, а також і між ведучими колесами однієї осі.

Аналіз публікацій. Аналіз засобів поліпшення тягово-зчіпних властивостей агрегатів дозволив зробити припущення про те, що диференціація маси тягово-енергетичного засобу залежно від тягового навантаження дозволить підвищити ефективність роботи агрегату.

Проблему взаємозв'язаного вибору маси, швидкості і потужності двигуна машин відповідно до характеру і суті технологічного процесу поставив основоположник землеробської механіки професор В.П. Горячкин. Вивченням впливу маси трактора на його енергетичні показники І.П. Ксєневич, Г.М. Кутьков і інші учені [1, 2, 3].

Мета і постановка задачі. Метою дослідження є вирішення проблеми підвищення ефективності використання тягово-енергетичних засобів (ТЕЗ)

високих тягових класів шляхом диференціації їх маси при виконанні різних за енергоємністю робіт.

Вирішення задачі. Аналіз енергетичних і агротехнічних показників МТА показав, що при використанні агрегатів з ТЕЗ підвищеного тягового класу виникає проблемна ситуація. Перш за все ТЕЗ повинен мати досить значні нормальні реакції від ґрунту на ведучі колеса для реалізації високої потужності, що забезпечить його використання з широкозахватними та комбінованими сільськогосподарськими машинами (СГМ) при виконанні енергоємних технологічних операцій.

При розробці блочно-модульного агрегату слід враховувати не тільки агротехнологічні вимоги, а також проводити аналіз його роботи по критерію зчеплення рушіїв з поверхнею кочення, особливо при русі по схилу [2].

Кути схилу, на яких може працювати блочно-модульний агрегат по умовам зчеплення його рушіїв з поверхнею кочення залежать від наступних факторів: стану поверхні схилу, конструкції і типу рушіїв, а також від схеми з'єднання рушіїв між собою [3].

Безліч структурних схем компоновок блочно-модульних агрегатів можна звести до схем з передніми, задніми ведучими колесами, або приводом на усі колеса з включеними або заблокованими диференціальними механізмами між ними.

Розглянемо роботу блочно-модульного агрегату з передньо- і задньоприводними колесами, з приводом на всі колеса, з включеними і заблокованими диференціальними механізмами між ведучими колесами:

а) машина з передніми ведучими колесами, міжколісний диференціал не блокований.

В цьому випадку, як видно із схеми на рис. 1, найбільш розвантаженим є ведуче колесо *Б*, яке знаходиться в верхній частині схилу, і тому за умови, що коефіцієнт $\varphi_{зч}$ для обох ведучих коліс однаковий (в подальшому це допущення може прийматись і для інших випадків), тягове зусилля $T_{зч}$, яке може бути реалізоване кожним ведучим колесом, буде дорівнювати силі зчеплення $T_{зч,Б}$ колеса *Б*.

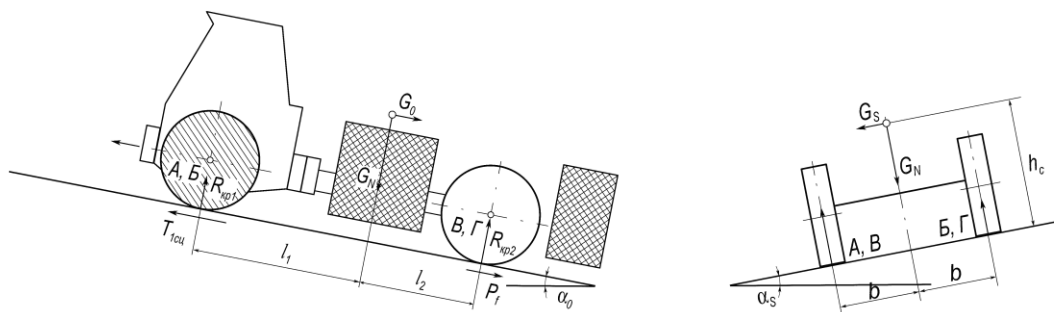


Рис. 1 - Схема сил, що діють в подовжній вертикальній площині при русі по схилу блочно-модульного агрегату з передніми ведучими колесами

Отже, сумарне тягове зусилля на обох ведучих колесах

$$T_{зч1} = 2T_{зчБ} = 2R_B \varphi_{зч},$$

де R_B – нормальна реакція поверхні кочення на колесі Б.

Виразимо реакцію R_B через коефіцієнт перерозподілу ξ_B : $R_B = \frac{1}{2} G \xi_B$ і з урахуванням виразу коефіцієнта ξ_B , що має вигляд $\xi_B = \frac{l_2}{L} \cos \alpha_0 \cos \alpha_s \pm \frac{h_c}{L} \sin \alpha_0 - \frac{l_2}{L} \frac{h_c}{b} \cos \alpha_0 \sin \alpha_s$ отримаємо:

$$T_{зч} = G \varphi_{зч} \left(\frac{l_2}{L} \cos \alpha_0 \cos \alpha_s - \frac{h_c}{L} \sin \alpha_0 - \frac{l_2}{L} \frac{h_c}{b} \cos \alpha_0 \cos \alpha_s \right). \quad (1)$$

З іншого боку, сума проєкцій всіх сил, діючих на блочно-модульний агрегат при сталому русі, виражається рівнянням:

$$T_{зч} - G \sin \alpha_0 - G f_k \cos \alpha_0 \cos \alpha_s = 0. \quad (2)$$

Замінюючи в цьому рівнянні $T_{зч}$ за виразом (1), після перетворення знаходимо граничне значення подовжнього кута схилу $\alpha_{0\varphi}$, на якому може працювати блочно-модульний агрегат по умові зчеплення його рушіїв з поверхнею кочення:

$$\operatorname{tg} \alpha_{0\varphi} = \frac{\frac{l_2}{L} \varphi_{зч} \left(\cos \alpha_s - \frac{h_c}{b} \sin \alpha_s \right) - f_k \cos \alpha_s}{1 + \frac{h_c}{L} \varphi_{зч}}. \quad (3)$$

б) блочно-модульний агрегат із задніми ведучими колесами: міжколісний диференціал не блокований (рис. 2).

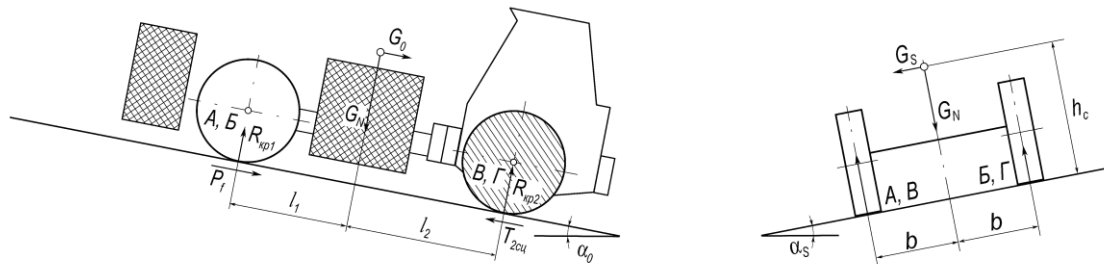


Рис. 2 - Схема сил, що діють в подовжній вертикальній площині при русі по схилу блочно-модульного агрегату із задніми ведучими колесами

В цьому випадку з двох задніх коліс найбільш розвантаженим є колесо Г, яке знаходиться на верхній частині схилу, тому:

$$T_{зч} = 2R_{\Gamma} \varphi_{зч} = G \xi_{\Gamma} \varphi_{зч}$$

або з урахуванням виразу ξ_{Γ} , що має вигляд

$$\xi_{\Gamma} = \frac{l_1}{L} \cos \alpha_0 \cos \alpha_s + \frac{h_c}{L} \sin \alpha_0 - \frac{l_1}{L} \frac{h_c}{b} \cos \alpha_0 \sin \alpha_s,$$

$$T_{зч} = G \varphi_{зч} \left(\frac{l_1}{L} \cos \alpha_0 \cos \alpha_s + \frac{h_c}{L} \sin \alpha_0 - \frac{l_1}{L} \frac{h_c}{b} \cos \alpha_0 \sin \alpha_s \right) \quad (4)$$

Підставляючи цей вираз $T_{3ч}$ в рівняння (2), після перетворень, знаходимо:

$$tg \alpha_{0\varphi} = \frac{\frac{l_1}{L} \varphi_{3ч} \left(\cos \alpha_S - \frac{h_c}{b} \sin \alpha_S \right) - f_{\kappa} \cos \alpha_S}{1 - \frac{h_c}{L} \varphi_{3ч}} \quad (5)$$

$$tg \alpha_{0\varphi} = \frac{2 \frac{l_2}{L} \varphi_{3ч} \left(\cos \alpha_S - \frac{h_c}{b} \sin \alpha_S \right) - f_{\kappa} \cos \alpha_S}{1 + 2 \frac{h_c}{L} \varphi_{3ч}}. \quad (6)$$

в) блочно-модульний агрегат із усіма ведучими колесами: міжосьовий диференціал відсутній, міжколісні диференціали не блоковані.

$$\text{Тут } T_{3ч} = 2R_B \varphi_{3ч} + 2R_{\Gamma} \varphi_{3ч} = (R_B \xi_B + R_{\Gamma} \xi_{\Gamma}) \varphi_{3ч}$$

або

$$T_{3ч} = G \varphi_{3ч} \left[\left(\frac{l_2}{L} \cos \alpha_0 \cos \alpha_S - \frac{h_c}{L} \sin \alpha_0 - \frac{l_2}{L} \cos \alpha_0 \sin \alpha_S \right) + \left(\frac{l_1}{L} \cos \alpha_0 \cos \alpha_S + \frac{h_c}{L} \sin \alpha_0 - \frac{l_1}{L} \cos \alpha_0 \sin \alpha_S \right) \right] \quad (7)$$

Замінюючи в рівнянні (2) $T_{3ч}$ за виразом (6), після відповідних перетворень знаходимо:

$$tg \alpha_{0\varphi} = \varphi_{3ч} \left(\cos \alpha_S - \frac{h_c}{b} \sin \alpha_S \right) \quad (8)$$

д) блочно-модульний агрегат із усіма ведучими колесами: міжосьовий диференціал відсутній, міжколісні диференціали блоковані. В цьому випадку:

$$T_{3ч} = (R_A + R_B + R_B + R_{\Gamma}) \varphi_{3ч} = \left[\frac{1}{2} G(\xi_A + \xi_B) + \frac{1}{2} G(\xi_6 + \xi_2) \right] \varphi_{3ч}$$

або

$$T_{3ч} = G \varphi_{3ч} \left[\left(\frac{l_2}{L} \cos \alpha_0 \cos \alpha_S - \frac{h_c}{L} \sin \alpha_0 \right) + \left(\frac{l_1}{L} \cos \alpha_0 \cos \alpha_S + \frac{h_c}{L} \sin \alpha_0 \right) \right]. \quad (9)$$

Підставляючи це значення $T_{3ч}$ в рівняння (2), після перетворення отримаємо:

$$tg \alpha_{0\varphi} = (\varphi_{3ч} - f_{\kappa}) \cos \alpha_S \quad (10)$$

Висновки. З отриманих виразів бачимо, що:

- граничний кут підйому схилу, на якому може працювати блочно-модульний агрегат по умові зчеплення рушіїв з поверхнею кочення, підвищується при подовжньому зміщенні центру мас блочно-модульного агрегату до його ведучих коліс;

- зменшується при збільшенні кута поперечного нахилу (крену) α_S , причому вплив кута α_S буде меншим для машин з низьким розташуванням

центру мас h_c і з більшою колією ходової частини, тобто для машин з більш високою бічною стійкістю проти перекидання;

- зменшується із збільшенням коефіцієнту опору коченню;
- збільшується при блокуванні міжосьових і міжколісних диференціалів;
- за інших рівних умов для блочно-модульних агрегатів із задніми ведучими колесами кут $\alpha_{0\phi}$ дещо більше, ніж для блочно-модульних агрегатів з передніми ведучими колесами, що пояснюється розвантаженням передніх коліс і довантаженням задніх коліс нормальними складовими сили ваги блочно-модульного агрегату при підйомі по схилу.

Список використаних джерел

1. Проектирование, конструирование и расчёт тракторов. Под ред. И.П. Ксеневица. М. Машиностроение, 1991 544 с.
2. Ксеневиц И.П. и др. Проектирование универсально-пропашных тракторов. – Мн.: Наука и техника, 1980.
3. Лысенко А.Н., Макаренко Н.Г. О разработке машинно-тракторного агрегата модульной схемы построения. Роль энергетики и агрегатирования в повышении технического уровня сельскохозяйственных машин. Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции 22-24 сентября 1987 г., М.: НПО ВИСХОМ, 1987.
4. Гуськов В.В., Ксеневиц И.П. Качение колеса поперек склона – Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1976, №10.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ЭНЕРГОСИЛОВОГО МОДУЛЯ БЛОЧНО-МОДУЛЬНОГО АГРЕГАТА НА ПОКАЗАТЕЛИ СЦЕПЛЕНИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ С ПОВЕРХНОСТЬЮ КАЧЕНИЯ

Макаренко Н.Г., Макаренко А. Н., Кулаков Ю. Н

Рассматривается влияние расположения в агрегате энергосилового модуля с ведущими колесами, которые имеют дифференциальную или жесткую связь, на предельный угол склона по условиям сцепления движителей с поверхностью качения.

Abstract

INFLUENCE OF LOCATION OF POWER MODULE OF BLOCK-MODULE AGGREGATE ON INDEXES OF TRIPPING OF DVIZHITELEY WITH SURFACE OF WOUBLING

N. Makarenko, A Makarenko, J. Kulakov

Influencing of location of the energy module with driving-wheels which have differential or hard communication is considered, on the maximum corner of slope on the terms of coupling of wheels with the surface of rolling.

**ВІДПОВІДНІСТЬ ЗЕРНОСУШАРОК ФІРМИ MERU ВИМОГАМ
ТЕХНІЧНИХ РЕГЛАМЕНТІВ БЕЗПЕКИ МАШИН ТА
НИЗЬКОВОЛЬТНОГО ЕЛЕКТРИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ**

Тетівник Г.О., Твердохліб С.П., наукові співробітники

Харківська філія УкрНДППВТ ім. Л. Погорілого,

Єсіпов О.В. к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського
господарства ім. П. Василенка.*

Приведені результати випробувань зерносушарки MERU M5-51 на відповідність вимогам Технічного регламенту безпеки машин та Технічного регламенту безпеки низьковольтного електричного обладнання, приведених в Харківській філії УкрНДППВТ ім. Л. Погорілого. Встановлено, що зерносушарки даної серії відповідають вимогам Технічного завдання, нормативної документації з безпеки і ергономічності.

Вступ. Зерно є основним продуктом сільського господарства. Успішне розв'язання зернової проблеми неможливе без значного поліпшення якості зерна, що залежить від строків збирання врожаю і його післязбиральної обробки, зокрема сушки. В країні піддається сушці близько 20...25 % всього зерна, а в деякі роки досягає 50...70 %, особливо на півночі і заході України сушка зерна є гострої необхідністю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Використання процесу сушіння в системі післязбиральної обробки зерна є обов'язковим заходом [1, 2]. Температурно-часовий зв'язок між параметрами технологічного процесу повинен гарантувати при сушінні зерна підтримання такого рівня, який дозволяє враховувати окремі змінні, що характеризують процес [3, 4]. Режим сушення не повинні приводити до термічної деструкції крохмалю, навпаки, повинні забезпечувати відповідність технологічного процесу вимогам до якості зерна згідно чинних нормативних документів.

На світовому ринку найбільш затребувані зерносушарки шахтні вакуумні циклічної дії MERU серії M5 (Фінляндія) [5]. Фірма MERU випускає в даний час до 60 моделей зерносушарок. Кількість працівників фірми – 80, щорічний оборот – 25 млн. євро.

Серія зерносушарок MERU M5 також затребувана на ринку України. Для зерносушарок обов'язкова оцінка при випробуваннях на відповідність вимогам ДСТУ ISO 4254-1 та ДСТУ EN 60204-1, які є доказовою базою відповідності продукції вимогам Технічного регламенту безпеки машин та Технічного регламенту безпеки низьковольтного електричного обладнання.

Опис об'єкта випробувань. Вакуумне сушіння зерна реалізовано в зерносушарці МЕРУ М5-51, є інноваційним напрямком післязбиральної обробки зерна, зокрема сушіння. Суть його в тому, що під час сушіння зерно піддається імпульсному вакуумуванню. Сушіння відбувається набагато швидше, палива витрачається менше (сушарка не нагріває повітря, нагрівається тільки зерно) (рис. 1).



Рис 1 – Загальний вигляд зерносушарки МЕРУ М5-51

Технічні характеристики зерносушарки МЕРУ М5-51:
 Об'єм зерносушарки – 50,6 м³;
 Вага зерна – 36,48 т (721 кг/м³);
 Потужність котла на ДП – 1000 кВт;

Продуктивність:
 – кукурудза з 25 % до 15 % (t – 110°C) – 8,2 т/год., 195-200 т/доб.;
 – пшениця з 20% до 15% (t – 90°C) – 14,9 т/год., 355-360 т/доб.;
 – ріпак з 15% до 10% (t – 65°C) – 7,2 т/год., 170-175 т/доб.;
 Максимальна кількість повітря – 37000 м³/год.;
 Робоча напруга – 400 В/50 Гц;
 Потужність підключення – 31,75 кВт/57,29А

Універсальність зерносушарок фірми МЕРУ полягає в тому, що вони можуть бути укомплектовані теплогенераторами, що дозволяє використовувати різні види палива (табл. 1).

Таблиця 1 – Коефіцієнт корисної дії (ККД) теплогенератора при різних видах палива

Вид палива	ККД (%)
Електроенергія	97,0
Газ	87,1
Гранули деревинні	86,0
Дизельне паливо	81,6
Деревина суха тирса	80,5
Мазут	72,6
Кам'яне вугілля	56,1
Дрова	49,5
Торф	38,6
Сира деревина тирса	35,1

Виходячи з наявності виду палива покупець має можливість визначитися з вибором серії зерносушарок фірми.

Стандартна комплектація зерносушарки МЕРУ М5-51: дизельний пальник, щит управління, термостати, решета, ланцюгова норія, теплообмінник.

Зерносушарка МЕРУ М5-51 призначена для сушіння насінневих матеріалів, продовольчого і фуражного зерна.

Стандартна комплектація зерносушарки МЕРУ М5-51: дизельний пальник, щит управління, термостати, решета, ланцюгова, теплообмінник.



Рис. 2 – Пульт управління з монітором

1. Головний вимикач
2. Аварійне гальмо
3. Сброс аварійного гальма
4. Монітор
5. Сушка
6. Охолодження
7. Сушарка повна
8. Спрацював захист мотора
9. Спрацював датчик обертів
10. Спрацював датчик температури
11. Вибір режиму
12. Старт
13. Не скинуте аварійне гальмо
14. Вентилятори
15. Пальник
16. Норія
17. Приймний транспортер
18. Нижній транспортер (шнек)
19. Попередній очисник
20. Розкидач зерна
21. Механізм подачі зерна
22. Перемикач електричний
23. Перемикач спрямований в бік «А»
24. Перемикач спрямований в «СУШИЛКУ»
25. Перемикач спрямований в бік «В»

Управління роботою зерносушарки здійснюється з логічного пульта управління з монітором. Режим роботи зерносушарки може бути автоматичним і ручним. Звичайна робота зерносушарки здійснюється в автоматичному режимі і тільки в необхідних випадках – в ручному (рис 2).

Весь технологічний процес роботи зерносушарки відображається на моніторі. Меню монітора: головна сторінка, режими роботи сушарки, статистика, установки, сигналізація, стоп.

Головна сторінка є чисто інформаційною. Режими роботи – вибір складових техпроцесу: завантаження, сушіння, вивантаження. Статистика – інформація в графічному вигляді. Установки – управління окремими агрегатами сушарки. Сигналізація – повідомлення про помилки. Стоп – зупинка сушарки в заданій послідовності.

Технологічний процес роботи починається з завантаження зерна. Зерно транспортується до завантажувальної вирви. З неї засипається в норію, піднімається в накопичувальний бункер сушарки через устрій первинного очищення і розкидач. Заповнення сушарки починається з натискання кнопки «Завантаження», потім «Далі» і «Пуск». Запускається спочатку розкидач зерна,

потім двигун норії. Після цього включається вивантажувальний конвеєр. Заповнення сушарки відслідковується за допомогою датчика наповнення.

Одночасно з началом процесу сушіння включається механізм подачі зерна, встановлений під шахтами. Зерно попадає в нижній конус, шнеком переміщується в нижню частину норії. Зерно циркулює через очисник і розкидач знов у верхній бункер. Температура сушіння регулюється за допомогою термостата, встановленого в трубі, що йде від котла в сушарку.

При досягненні заданого значення вологості процес сушіння автоматично закінчиться і перейде в процес охолодження і вивантаження.

Принцип роботи сушильних шахт заснований на рівномірному змішуванні повітря і зерна. Повітряні канали забезпечують рівномірний розподіл повітря при усіх процесах. Канал зі сторони котла – «гарячий» канал, канал виходячого повітря з витяжними вентиляторами – «холодний канал». Вентилятори, встановлені на сушарці – осьового типу.

Зерносушарка обладнана котлом потужність 1000 кВт. В змієвидній топці котла полум'я пальника горить посередині. Далі жар проходить в трубчатий теплообмінник. Камера згоряння виготовлена з вогнетривкого матеріалу. Теплообмінники – карусельно-трубної конструкції. Температура сушіння повітря регулюється термостатом.

Мета випробувань – оцінити при випробуваннях відповідність зерносушарки МЕРУ М5-51 вимогам Технічного регламенту безпеки машин та Технічного регламенту безпеки низьковольтного електричного обладнання.

Результати випробувань [6]. Для обслуговування елементів зерносушарки Настановою щодо експлуатування передбачені періоди обслуговування, що повинно бути перевірено і яким чином. Перевіряється наявність механічних пошкоджень, люфтів, якість герметизації, витікання палива і т.інш.; проводиться очистка внутрішніх поверхонь сушарки, агрегатів. Також Настановою передбачено дотримання правил безпеки праці: попередження про ризики падіння з висоти, витікання дизпалива, контроль відключення електропостачання в період обслуговування і регулювань, небезпеку загоряння, наявність достатнього освітлення, обережність при завантаженні і вивантаженні сушарки, наявність засобів пожежогасіння.

Відповідність вимогам щодо безпеки зерносушарки оцінена по ДСТУ ISO 4254-1 (табл. 1).

Таблиця 1 – Відповідність вимогам ДСТУ ISO 4254-1

Показники (основні)	Норматив	Випробування
1	2	3
З урахуванням використання засобів індивідуального захисту	80 дБА	78 дБА
Значення випромінюваної вібрації визначено згідно з ISO 5008	92 дБ	30 дБ
Органи керування та їх можливі робочі положення описують і пояснюють у настанові з експлуатування. Позначки органів керування мають відповідати ISO 3767-1 та ISO 3767-2	Настанова щодо експлуатування	Є наявність в Настанові

Значення сили при складанні елементів сушарки вручну	200 Н	від 70 до 85 Н
Вимоги до східців: Відстань по вертикалі між сусідніми східцями	±15 мм	Однакова, різниця в межах ± 15 мм. Східці мають неслизьку поверхню, накопичення бруду чи снігу зведено до мінімуму
Нахил драбини від горизонталі	70°	70°
Вимоги до поручнів (ручок): Ширина поперечного зрізу поручнів(ручок). Нижній край поручнів (ручок) розташований від поверхні ґрунту, не вище.	25 мм 1500 мм	25 мм 1500 мм Персонал обслуги має триконтактну опору. Мінімальний зазор між суміжними елементами не обмежений
Над найвищим східцем (шаблем) на висоті передбачений захопний поручень. Довжина поручня.	900 мм 200 мм	900 мм 200 мм

Відповідність вимогам щодо безпеки електрообладнання зерносушарки оцінена по ДСТУ EN 60204-1 (табл. 2).

Таблиця 2 – Відповідність вимогам ДСТУ EN 60204-1

Показники (основні)	Норматив	Випробування
1	2	3
Напруга: стале значення напруги від номінальної напруги. Частота: від номінальної частоти безперервно; короткочасно	0,99...1,01 0,98...1,02	0,99...1,01 0,98...1,02
Електромагнітна сумісність (ЕМС)	Екранування обладнання захисною провідною оболонкою для відокремлення його від іншого обладнання	Застосовується екранування оболонкою
Небажаний ефект від впливу електростатичних розрядів, випромінювання електромагнітної енергії і перешкод іскріння в колах повинен бути усунений	Застосування відповідних фільтрів, використанням відповідних видів і засобів прокладання електропроводки.	Застосовуються відповідні фільтри та відповідні види і засоби прокладання електропроводки

Продовження табл. 2.

Елементи, що перебувають під напругою, повинні бути розміщені усередині оболонок, які забезпечують захист від прямого контакту щонайменше	IP 2X або IP XXB	Захист елементів, що перебувають під напругою у середині оболонок, IP54
Струмопровідні частини, які захищені ізоляцією, повинні мати придатне покриття, яке можна видалити тільки зруйнувавши його. Ізоляція повинна бути спроможна протистояти механічним, хімічним, електричним і тепловим впливам	Електрична міцність ізоляції під впливом 1500В протягом 1 хв. – пробій ізоляції відсутній. Опір ізоляції при напрузі 500В постійного струму – не менше 1,0 МОм	Пробій ізоляції відсутній. Від 86 МОм до 175 МОм
Захист застосуванням обладнання або еквівалентної ізоляції	клас II	клас II
Пристрої керування повинні бути: – розташовані на висоті не менше ніж 0,6 м над рівнем робочої площадки; – у процесі керування оператор не опиняється в небезпечній ситуації		Виконується від 0,6 м до 1,7 м
Електродвигуни повинні відповідати вимогам ІЕС 60043-1		Електродвигуни мають ступінь захисту IP54.
Опір ізоляції, вимірюваний за напругою 500В постійного струму між проводами силового кола і колом захисту, повинен бути не менше ніж 1 МОм		Опір ізоляції становить від 86 МОм до 175 МОм

При випробуваннях відмічені позитивні якості зерносушарки МЕРУ М5-51:

- зерно після сушки охолоджується у двохконтурній системі нагріву і сушки;
- зерно не горить;
- газ та тепле повітря виводяться назовні через сопла, що дозволяє використовувати зерносушарки в закритих приміщеннях та утеплювати їх з метою підвищення ефективності та збереження енергії, економії палива;
- при заміні зерна не потрібно міняти комплектуючі сушарки, наприклад, перфорацію в колонкових сушарках;
- комп'ютерне управління : сушарка повністю автоматизована, не потребує контролю оператора в процесі сушіння;
- добре захищена вбудованими системами контролю технологічного процесу сушіння;
- сушарка економічна. Витрата палива на 1 т висушеного продукту : ДП – до 1л, зрідженого газу – до 1,5 л, природного газу – до 1 м³.

Висновки. За результатами випробувань зерносушарки МЕРУ М5-51 на відповідність вимогам Технічного регламенту безпеки машин та Технічного регламенту безпеки низьковольтного електричного обладнання встановлено, що вона відповідає вимогам Технічного завдання, нормативних документів на обладнання цього типу.

Література

1. Симбирский В.А. Справочник по заготовкам и качеству зерна / В.А. Симбирский, Б.М. Машков, В.М. Батурич. – М.: Агропромиздат, 1985. – 336 с.
2. Винокуров К.В. Элеваторы, склады, зерносушилки / К.В. Винокуров. – Саратов, СГТУ, 2008. – 88 с.
3. Сорочинский В.Ф. Эффективность сушки зерна на зерносушилках различных типов / В.Ф. Сорочинский // Научно-инновационные аспекты хранения и переработки зерна: Монография. – М.: ГНУ ВНИИЗ Россельхозакадемия, 2014. – С. 158-168.
4. Котов Б. Оцінка впливу якості ведення технологічних процесів сушіння в системі післязбиральної обробки на якість зерна та насіння кукурудзи / В. Котов, С. Кирницький // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Збірка наукових праць. – Дослідницьке: ДНУ УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2003. – Вип. 6 (70), Книга 1. – С. 59-67.
5. Електронне джерело: <http://www.mepu.com.ua/>.
6. Протокол випробувань продукції на відповідність вимогам Технічного регламенту безпеки машин та Технічного регламенту безпеки низьковольтного електричного обладнання Харківської філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого № 05-03ТР-2014.

Аннотация.

СООТВЕТСТВИЕ ЗЕРНОСУШИЛОК ФИРМЫ МЕРУ ТРЕБОВАНИЯМ ТЕХНИЧЕСКОГО РЕГЛАМЕНТА БЕЗОПАСНОСТИ МАШИН И НИЗКОВОЛЬТНОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Тетивник Г.А., Твердохлеб С.П., Єсіпов А.В.

Приведены результаты испытаний зерносушилки МЕРУ М5-51 на соответствие требованиям Технического регламента безопасности машин и Технического регламента безопасности низковольтного электрического оборудования, приведенных в Харьковском филиале УкраНДИПВТ им. Л. Погорелого. Установлено, что зерносушилки данной серии отвечают требованиям Технического задания нормативной документации по безопасности и эргономичности.

Summary.

FOR A FIRM DRYERS МЕРU TECHNICAL REGULATIONS SECURITY MACHINES AND EQUIPMENT LOW VOLTAGE ELECTRICAL

G.Tetivnik, S. Tverdohleb, A. Esipov

The results of tests dryers МЕРU М5-51 for compliance with the Technical Regulations safety of machines and Technical Regulations safety of low-voltage electrical equipment, resulted in Kharkov branch UkraNDIPVT behalf. L. Pogorelogo. Established that this series dryers meet the requirements of the Terms of Reference, the standard documentation of safety and ergonomics.

АНАЛІЗ ВИПРОБУВАНЬ ПРЯМОТОЧНОЇ ЗЕРНОСУШАРКИ BRICE-BAKER SCN-16/72 ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА

Тетівник Г.О., Твердохліб С.П., наукові співробітники

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

Поляшенко С.О., к.т.н., доц.

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

Наведені результати державних приймальних досліджень зерносушарки BRICE-BAKER SCN-16/72, проведених в Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. Встановлено, що зерносушарки даної серії відповідають вимогам Технічного завдання, нормативної документації з безпеки і ергономічності.

Вступ. Збільшення попиту на зерно на внутрішньому та зовнішньому ринках зумовлює необхідність технологічного переоснащення існуючих дільниць при хлібоприймальних і зернопереробних підприємствах та створення нових. Тому в сучасних умовах головним напрямком на підприємствах України є модернізація та переоснащення існуючого обладнання по сушінню зерна у відповідності з вимогами до енергоощадних технологій, що дозволить зменшити втрати зерна в процесі післязбирального періоду та його подальшого зберігання. Актуальним питанням є визначення факторів технологічного процесу сушіння, що впливають на рівень якості зернової продукції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Використання процесу сушіння в системі післязбиральної обробки зерна є обов'язковим заходом [1, 2]. При цьому основна увага при вирішенні проблеми сушіння зерна звернена на підвищення рівня якості ведення технологічного процесу сушіння, якості зернової продукції, та щоб дати об'єктивну оцінку складових процесу, а також виявити їх вплив на технологічну і економічну ефективність та визначити шляхи поліпшення використання ресурсів і рівня технологічних процесів [3, 4, 5]. В останніх публікаціях по зерносушінню звернено увагу на універсальність зерносушарок по використанню різних видів палива [6].

На ринку України може бути затребувана стаціонарна, прямоточна зерносушарка безперервної дії, модульної конструкції типу Brice-Baker SCN (Brice-Baker SCN-16/72 – надалі зерносушарка SCN-16/72), виробник ПАТ «Карлівський машинобудівний завод», Україна.

Опис об'єкта випробувань. Зерносушарки SCN-16/72 (рис. 1) призначені для сушіння зерна злакових, олійних, бобових культур в складі комплексів по переробці зерна.



Рис. 1 – Загальний вигляд зерносушарки SCN-16/72 в складі зерносушарного комплексу

Зерносушарка SCN-16/72 складається з трьох суміжних камер у вигляді вертикальних шахт: камера гарячого теплоносія, камера сушильна, камера відпрацьованого теплоносія (рис. 2). Теплоносієм є суміш топочних газів з атмосферним повітрям. Сушильна камера працює на всмоктування.

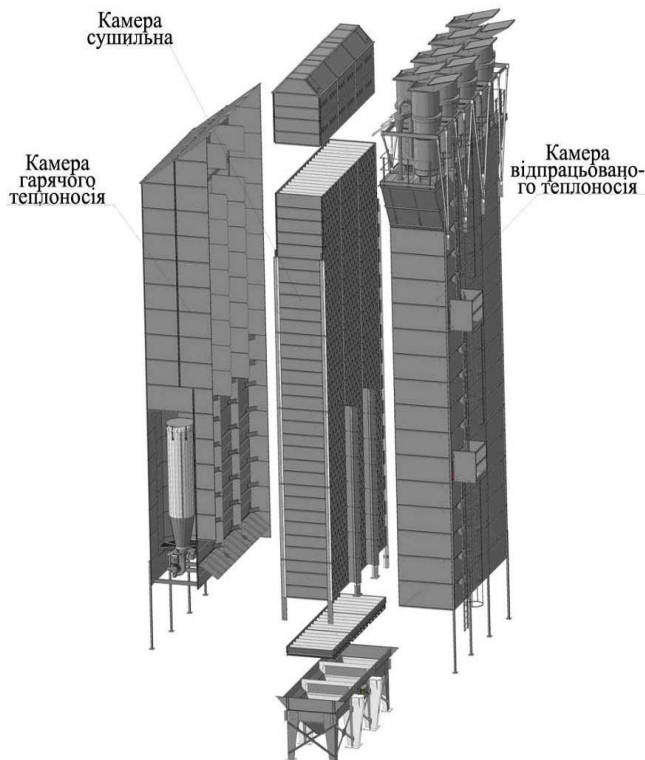


Рис. 2 – Робочі камери зерносушарки

Топочне обладнання розміщується в охолоджувальній зоні камери гарячого теплоносія і складається з блочних газових пальників Weishaupt і трьох камер згоряння.

Турбовентилятори осьового типу АКРОН з глушниками, циклонами, засувками, трубопроводами встановлюються зверху на камері відпрацьованого теплоносія.

Турбовентилятори здійснюють відбір холодного повітря із довкілля. Частина холодного повітря, змішуючись з топочними газами, підігрівається і подається в сушильні секції сушильної камери. Друга частина холодного повітря поступає в охолоджувальні секції сушильної камери. Після сушильної камери

відпрацьований теплоносій проходить через камеру відпрацьованого теплоносія, турбовентилятори і виводиться у довкілля.

Автоматика зерносушарки забезпечує оптимальний і стабільний режим сушіння зерна, контроль процесу, сигналізацію і захист. Крім того забезпечується:

- дистанційний запуск зерносушарки;
- контроль тиску палива перед форсункою;
- відновлення факелу при його обриві;
- припинення подавання палива у випадку:

а) перевищення норми в будь-якій точці контролю температури;

б) зупинки турбовентиляторів;

в) зниження тиску подання повітря, нижче відповідного діапазону налаштування;

г) неможливості автоматичного відновлення факелу;

д) автоматичного відключення усієї зерносушарки.

Загальне керування технологічним процесом роботи зерносушарки здійснюється з пульта управління (рис. 3), який встановлений в окремому приміщенні.



Рис. 3 – Пульт управління зерносушаркою

Зерносушарка працює таким чином: сире зерно поступає з верхнього підводжувального конвеєра в накопичувальні секції і потім в сушильні секції сушильної камери (рис. 4).

Суміш топочних газів з камери згоряння і повітря з охолоджувальної зони камери гарячого теплоносія під дією восьми турбовентиляторів, через повітропровід гарячого теплоносія поступає в сушильні секції сушильної камери. Теплоносій пронизує шар зерна через підводжувальні і відводжувальні короби. Теплоносій, проходячи через шар зерна, відбирає у зерна вологу, входить в камеру відпрацьованого теплоносія і виводиться турбовентиляторами у довкілля.

Контроль температури теплоносія і зерна здійснюється за допомогою датчиків температури.

Зерно з верхніх сушильних секцій пересувається нижче в охолоджувальні секції, в яких охолоджується, з зниженням температури і вологості зерна.

						режимі	використан ня)
1	2	3	4	5	6	7	8
Пшениця	14	17	однократне	менше 20 більше 20	від 40 до 60	від 90 до 150	від 13,0 до 15,5
Кукурудза	14	17	однократне	менше 19 більше 19	від 30 до 60	від 50 до 150	від 12,0 до 16,0

При проведенні випробувань одержані фактичні дані по режимах сушіння і якісних показниках просушених культур (табл. 2).

Таблиця 2 – Показники роботи зерносушарки

Культура	Вологість, %			Температура агента сушіння, °С			Режим виванта- ження, сек.	Температура висушеного зерна, °С	
	до сушіння	після сушіння		задана	верх сушильної камери (датчик)	низ сушильної камери (датчик)		в зоні сушіння (датчик)	на виході з сушарк и (лабора -торні дані)
	датчик	табло пульта							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Пшениця	від 16,5 до 20,0	від	від	від	від	від	від	від	від
		до 14,0	до 14,5	до 90	до 72,3	до 61,2	до 25	до 39,5	до 20,3
Кукурудза	від 18,0 До 30,0	до 15,2	до 15,7	до 120	до 0,6	до 81,4	до 40	до 60,0	до 24,7
		від 10,1	від 10,7	від 110	від 76,8	від 66,7	від 30	від 37,5	від 12,5
		до 13,7	до 14,1	до 125	до 99,0	до 93,3	до 70	до 64,7	до 29,7

Дані випробувань показують, що при сушінні культур в цілому витримані вимоги до режимів сушіння. При цьому якісні показники культур відповідають нормативним вимогам.

Показники призначення, отримані в результаті випробувань, і відповідність їх вимогам Технічного завдання відображені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Показники призначення

Зміст пункту	Значення показника за даними:		
	ТЗ	випробувань	
		пшениця	кукурудза
1	2	3	4
Продуктивність при зниженні вологості з 20 % до 15 % при сушінні пшениці з об'ємною масою від 750 до 760 кг/м ³ , т/год.	156, не менше	156	75

Продовження табл. 3

1	2	3	4
Питома витрата умовного палива (при температурі доквілля +15°С, відносній вологості атмосферного повітря 60 %), кг/пл.т	7,9, не більше	7,05	8,47
Витрата газу, м ³ /год.	1037, не більше	1000	1200

Витрата повітря, м ³ /год.	416000, не менше	420000	485000
Температура агента сушіння, °С	125, не більше	від 90 до 120	від 110 до 125
Встановлена потужність електродвигунів (без урахування транспортного обладнання), кВт	280, не більше	275,5	
Споживання електроенергії за 1 годину, кВт	275, не більше	270	275
Питоме споживання електроенергії, кВт·год./т	1,76, не більше	1,69	3,67

Показники роботи сушарки відповідають основним вимогам технічного завдання:

- продуктивність при зниженні вологості з 20 % до 15 % при сушінні пшениці з об'ємною масою від 750 до 760 кг/м³, т/год. складає 156 т/год.;
- витрата газу складає 1000 м³/год.;
- питома витрата умовного палива складає 7,05 кг/пл.т.

Показники якості виконання технологічного процесу:

- зниження вологості у вказаних межах при витриманні зазначених у наведених пунктах ТЗ умовах виконується;
- якісна робота сушарки в межах температурних інтервалів від мінус 7°С до плюс 40°С виконується;
- забезпечення оптимального і стабільного режиму сушіння зерна, контроль процесу, сигналізації і захисту та інш. виконується;
- можливість контролю і регулювання з пульту управління виконується;
- недопущення появи піджарених або підгорілих зерен, зерен з луснувшими або роздутими оболонками, запарених зерен та інш. виконується;
- ліквідація аварійного стану виконується.

Експлуатаційно-технічні показники:

- зерносушарка працює при температурі навколишнього середовища від мінус 7°С до плюс 40°С;
- застосовуються стандартні, уніфіковані і покупні вироби, а також раніше розроблені складальні одиниці і деталі аналогічних систем;
- використовуються сучасні конструкційні матеріали;
- складальні частини сушарки відповідають сучасним вимогам виробничих процесів;
- сушарка надійно працює при виконанні системного технічного обслуговування і ремонту.

Показники безпеки і ергономічності визначені згідно з вимогами ТЗ, відповідної нормативної документації. При цьому загальні вимоги і методи випробувань відповідали основним нормативним документам, які стосуються техніки даного виду, а саме ГОСТ 12.2.124, ГОСТ 26582 (табл. 4).

Таблиця 4 – Результати випробувань зерносушарки на відповідність вимогам ТЗ, нормативної документації з безпеки і ергономічності

Вимоги до безпеки	Значення показника за даними:	
	ТЗ	випробувань
1	2	3
Рівні звукового тиску в октавних полосах частот (рівні звуку) на робочому місці не повинні перевищувати значенню, що встановлено ГОСТ 12.1.003 Примітка. Постійне робоче місце обслуговуючого персоналу знаходиться в пультовій, окремому ізольованому приміщенні	Еквівалентний коректований рівень шуму на робочому місці, 80 дБА, не більше	З боку камери відпрацьованого теплоносія (аспірація) 53 дБА. З боку камери гарячого теплоносія (пальники) 57 дБА
Вібраційні характеристики на робочому місці не повинні перевищувати норм вібрації, встановлених ДСТУ ГОСТ 12.1.012	коректований рівень віброшвидкості, дБ 92	44 (біля сушарки)
Концентрація пилу в робочій зоні не повинна перевищувати рівня 4 мг/м ³ за ГОСТ 12.1.005	4 мг/м ³ , не більше	2,0 (пшениця) 3,2 (кукурудза)
Гарячі поверхні в зоні обслуговування повинні бути теплоізольовані з температурою поверхні до плюс 45°C	45°C, не більше	22°C
Напруга живлення ланцюгів управління не більше 220 В, ступінь захисту за ГОСТ 14254 (МЭК 529)	IP55	IP55
Величина опору між заземлюючими болтами і кожною металевою неструмоведучою частиною електричних апаратів, які можуть бути доступними доторканню при попаданні електронапруги більше 42 В, не повинні перевищувати, Ом	0,1	0,07

За період експлуатування сушарка напрацювала близько 1600 годин. За цей час, а також в період випробувань, відмов в роботі сушарки не було.

Висновки. За результатами державних приймальних випробувань зерносушарки BRICE-BAKER SCN-16/72 виробництва ПАТ «Харківський машинобудівний завод» встановлено, що вона відповідає вимогам Технічного завдання, нормативних документів на обладнання цього типу.

Зерносушарки даної серії ефективні в технологічних процесах післязбиральної обробки зерна.

Література

1. Симбирский В.А. Справочник по заготовкам и качеству зерна / В.А. Симбирский, Б.М. Машков, В.М. Батулин. – М.: Агропромиздат, 1985. – 336 с.
2. Винокуров К.В. Элеваторы, склады, зерносушилки / К.В. Винокуров. – Саратов, СГТУ, 2008. – 88 с.
3. Сорочинский В.Ф. Эффективность сушки зерна на зерносушилках различных типов / В.Ф. Сорочинский // Научно-инновационные аспекты хранения и переработки зерна: Монография. – М.: ГНУ ВНИИЗ Россельхозакадемия, 2014. – С. 158-168.
4. Котов Б. Оцінка впливу якості ведення технологічних процесів сушіння в системі післязбиральної обробки на якість зерна та насіння кукурудзи / В. Котов, С. Кирницький // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Збірка наукових праць. – Дослідницьке: ДНУ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2003. – Вип. 6 (70), Книга 1. – С. 59-67.
5. Малин Н.И. Энергосберегающая технология сушки зерна / Н.И. Малин. – М.: МГТА, 2000. – 112 с.
6. Максаев В. Зерносушарки фірми «MEPU Oy». / В. Максаев // Техніка і технології АПК. – 2013. – 8 (47). – С. 27 – 28.
7. Протокол державних приймальних випробувань зерносушарки BRICE-BAKER SCN-16/72 Харківської філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого №05-07-2015.

Аннотация

АНАЛИЗ ИСПЫТАНИЙ ПРЯМОТОЧНОЙ ЗЕРНОСУШИЛКИ BRICE-BAKER SCN-16/72 ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Тетивник Г.А., Твердохлеб С.П., Поляшенко С.А.

Приведены результаты государственных приемочных исследований зерносушилки BRICE-BAKER SCN-16/72, проведенных в Харьковском филиале УкрНДИПВТ им. Л. Погорелого. Установлено, что зерносушилки данной серии отвечают требованиям Технического задания нормативной документации по безопасности и эргономичности.

Abstract

THE ANALYSIS OF TESTS PRAMOTION GRAIN DRYERS BRICE- BAKER SCN-16/72 DOMESTIC PRODUCTION

G. Tetivnik, S. Tverdokhleb, S. Polyashenko

The results of state entrance research dryers BRICE-BAKER SCN-16/72, held in Kharkov branch UkrNDIPVT behalf L. Pogorelogo. Established that this series dryers meet the requirements of the Terms of Reference, the standard documentation of safety and ergonomics.

ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДУ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА З РОЗДІЛЕННЯМ ПОТОКУ ПОТУЖНОСТІ

Шушляпін С.В. к.т.н. доц., Шевченко І.О., к.т.н. доц.

Грущенко О.О., Кириченко С.М., магістри

Харківський національний технічний університет

сільського господарства імені Петра Василенка

Запропонований метод контролю працездатності гідроприводів за зміною параметрів перехідного процесу, який дозволяє без демонтажу гідроагрегатів оцінити їх технічний стан.

Ефективність методів відновлення працездатності гідроприводів коробок передач (КП) в період експлуатації трактора істотно залежить від способів контролю його технічного стану. Своєчасне і високоякісне технічне обслуговування забезпечує збільшення терміну служби трактора і зростання продуктивності тракторного агрегату.

На тракторах широко застосовуються різні за своїм функціональним призначенням гідроприводи. Найбільш складним гідроприводом трактора є гідропривід трансмісії гусеничних тракторів з поділом потоку потужності по бортах (рис. 1).

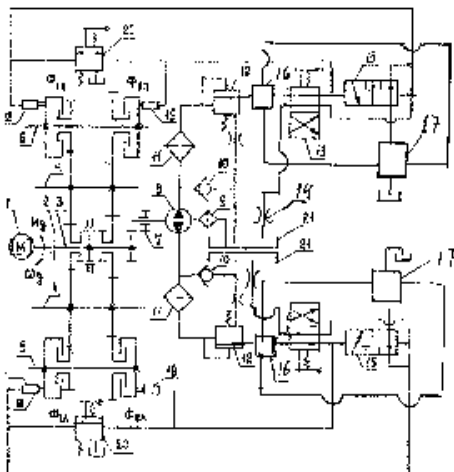


Рис. 1 - Функціональна схема безакумуляторної коробки передач трактора Т-150

Безакумуляторна гідравлічна система коробки передач трактора Т-150 складається з: забірної фільтра, масляного насоса, фільтра тонкого очищення, перепускного клапана, двох керованих клапанів плавного скидання тиску, двох дільників потоку, двох відсічних клапанів.

Робота гідросистеми трансмісії полягає в наступному: насос 8 всмоктує робочу рідину з картера КП 21 через забірний фільтр 9 і подає через фільтр 11 тонкого очищення до перепускних клапанів 12 і до клапанів скидання тиску 20 лівого і правого борту. Якщо на ці клапани не діє рульове колесо, то масло вільно підходить до правого і лівого розподільника 13 переключення передач. Після заповнення бустерів 18 і 19 гідропідтискних муфт правого і лівого бортів робоча рідина через перепускний клапан скидається в картер КП.

У сталому режимі включеної передачі до розподільників подається незначна кількість робочої рідини, необхідне тільки для компенсації витоків. Внаслідок цього на дроселі подільника потоку 16 перепад тиску відсутній і клапан знаходиться у верхньому положенні, перекриваючи канал підживлення. Одночасно золотник відсічення 17 під дією тиску на вході до маслороздаючого золотника розподільника 13 зрушить праворуч і додатково перекриває канал підживлення. Золотник розподільника 13 направляє рідину проточками вторинних валів 5 і 6, через які воно надходить до бустерів гідропідтискних муфт і до перебросних клапанів 15.

У момент перемикавання передач потік рідини до розподільника 13 різко зростає. При цьому різко зростає перепад тисків на дроселі дільника потоку і він зсувається вгору. Одночасно за дроселем падає тиск, внаслідок чого золотник відсічення зміщується ліворуч. При цьому канал підживлення стає проточним на обох ділянках. У цьому випадку рідина від насоса ділиться на два потоки: основна частина подається до передачі що вмикається через дросельний отвір дільника потоку, інша частина подається в канал підживлення, який через перебросні клапани 15 з'єднаний з передачею що вмикається, де підтримується тиск 0,5-0,55 МПа. Так триває протягом часу, необхідного для заповнення рідиною бустера передачі що вмикається. По

закінченні заповнення різко зменшується потік через ділянку 16 і зростає тиск перед золотником відсічення 17. Внаслідок цього ділянка під дією пружини зсувається вниз, а золотник відсічення - праворуч, перекриваючи канал підживлення двічі. Останнім переміщується перебрисний клапан, від'єднуючі передачу що вмикається від насоса.

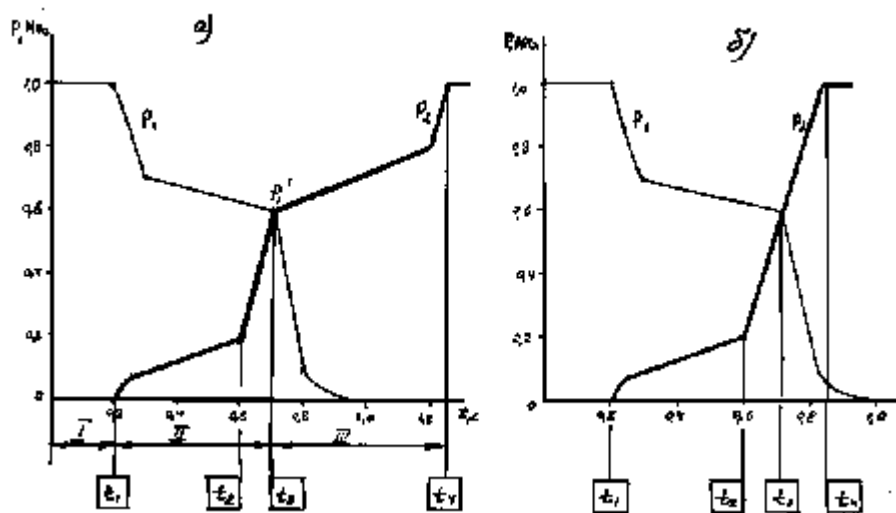


Рис. 2 - Осцилограми перехідного процесу при перемиканні передач:
 а) коробка передач з гідроаккумуляторами; б) безаккумуляторний варіант коробки передач.

Процес зміни тиску рідини у гідроциліндрах P_2 що вмикається і P_1 що вмикається характеризується кривими, зображеними на рис. 2, де зона I характеризує сталий режим роботи гідросистеми, зона II - процес заповнення бустера передачі що вмикається, зона III - наростання тиску в передачі що вмикається. Наведені осцилограми перехідного процесу при перемиканні передач в гідропроводі КП з гідроаккумуляторами і без них дозволяють по зміні параметрів перехідного процесу дати висновок про технічний стан гідропроводу КП в цілому і його гідроагрегатів зокрема без демонтажу і з мінімальною трудомісткістю. Пошук несправностей гідропроводу трансмісії трактора при діагностуванні може бути виконаний за величиною показників, що характеризують надійність об'єкта [1].

Процес перемикання починається в момент часу $t = t_1$, установкою золотника гідророзподільника перемикання передач в положення включення гідроциліндрів 19. У результаті цього майже миттєво зростає тиск P_2 в гідроциліндрах 18 до значення 0,25 ... 0,3 МПа і далі від t_1 до t_2 воно збільшується менш інтенсивно, що відповідає процесу подолання зусилля зворотних пружин в гідроциліндрах 18, а також сил тертя його поршня об стінки і маточину. При $t = t_2$ заповнення гідроциліндрів закінчується і тиск P_2 швидко зростає до значення приблизно 0,4-0,6 МПа, що відповідає точці P_1 . Одночасно відключення гідроциліндрів 19 від насоса призводить при $t = t_1$ до різкого зниження тиску від 1,0 до 0,7 МПа під дією зусилля пружин гідроподжимних муфт, а також величиною гідравлічного опору дроселів 14 гідророзподільників 12. Подальше плавне зниження тиску обумовлено відкриттям каналу підживлення та подачі масла від насоса через дільник потоку 16 в передачу що вимикається. При $t = t_3$ тиск P_2 порівнюється з P_1 і відбувається перекриття каналу підживлення дільником потоку 16 і золотником відсічення 17, що призводить до відключення гідроциліндрів 19 що вимикаються від насоса. Тиск P_1 наростає до номінального значення, підтримуваного перепускним клапаном 12 у межах $1,0 \pm 0,5$ МПа

Відмінність перехідного процесу в безакумуляторній гідравлічній системі не дозволяє проводити діагностування за граничним тиском розрядки гідроакумулятора що відповідає точці P_1' (див. рис. 2). Діагностування даної системи можна проводити, контролюючи час $t = t_3$. Вплив технічного стану окремих гідроагрегатів гідроприводу КП на якість перехідного процесу проводилося на експериментальній установці, що забезпечує вільний доступ до гідроагрегатів і повністю відтворює функціональні та конструктивні параметри гідроприводу КП трактора Т-150 [2].

Література

1. Козлов Б.А., Ушаков И.А. Справочник по расчету надежности аппаратуры радиоэлектроники и автоматики. М.: Советское радио, 1975. - 472 с.
2. Трактор Т-150: Техн. описание и инструкция по эксплуатации. - Х., 1991. - 296 с.

Аннотация

ДИАГНОСТИКА ГИДРОПРИВОДА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С РАЗДЕЛЕНИЕМ ПОТОКА МОЩНОСТИ

С.В. Шушляпин, И.А. Шевченко, Грущенко О.О., Кириченко С.М.

Предложен метод контроля работоспособности гидроприводов по изменению параметров переходного процесса, который позволяет без демонтажа гидроагрегатов оценить их техническое состояние.

Abstract

DIAGNOSTICS HYDRAULIC DRIVE TRANSMISSION CATERPILLAR TRACTORS WITH SEPARATION OF POWER FLOW

S. Shyshlyapin, I. Shevchenko, O. Grushenko, S. Kirichenko

Control of operation capacity of hydraulic drive of regimental excavating machine due to parameters of transitional process. The control technique of operation capacity of hydraulic drives for changing of parameters of transitional process which permits without disassembling of hydraulic units of regimental excavating machine transmissions to value their technical conditions, has been proposed.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ВЫПУСКНОМ ТРАКТЕ ДВЗ

С.М. Дюндик , А.А. Кучава, канд. техн. наук, доценты
Национальная академия Национальной гвардии Украины

М.Л. Шуляк, канд. техн. наук, доцент,
*Харьковский Национальный технический университет
сельского хозяйства им. Петра Василенко*

Предложена методика расчета изменения давления газов у выпускных органов в течение процесса свободного выпуска в зависимости от угла поворота коленчатого вала на примере двухтактного двигателя с объемом цилиндра 350 см^3 и выпускной системой диффузорно-конфузорной формы. Обоснована возможность проведения расчета изменение давления газа в выпускной трубе с учетом геометрических параметров выпускной системы.

Постановка проблемы. Определение параметров газа при газообмене обычно сопровождается допущениями: движение газа по тракту одномерное, без теплообмена, а газ - идеальным. Благодаря этому, представляется возможным для определения параметров газа в выпускному тракте одноцилиндрового ДВЗ применить теорию прямого прыжка уплотнения [1]. По этой теории, искомая скорость распространения ударной волны может быть определена сравнением баланса потерь, составленного для момента времени, соответствующему завершению надкритической фазы свободного выпуска. А именно, когда отношение давления возмущенных газов P_2 (рис. 1) в выпускной трубе (в зоне выпускных органов) к давлению газов P_1 в цилиндре ДВЗ достигает критического значения $P_2/P_1 \approx 0,52$.

Анализ исследований и публикаций. При истечении газа из цилиндра наблюдается значительное снижение давления за выпускными органами в выпускной трубе [2]. Снижаются также температура и состав газов, что приводит к значительным потерям располагаемой энергии газов в момент открытия выпускных органов. В самом начале их открытия происходит полное дросселирование газа, которое быстро переходит в вихревое истечение с резким расширением. Эти явления оказывают существенное влияние на формирование импульса давления. Сложность аналитического учета потерь при истечении газов через выпускные органы привело к созданию различных методик [3...5], решающих эту задачу сопоставлением располагаемой энергии газов в цилиндре и за турбиной. При этом считается, что потери на участке от выпускной трубы до турбины не превышают 4 %. Однако, сопоставление волновых процессов за выпускными органами и перед турбиной показывает их существенные отличия. Поэтому, известные методы определения параметров газа в импульсе давления являются весьма приближенными.

Формулировка цели статьи. Разработка методики расчета импульса давления в выпускной трубе с использованием экспериментальных данных продолжительности свободного выпуска газов из цилиндра. В основу расчета положен баланс истечения газов из цилиндра во время свободного выпуска и течения спутного потока газа за ударной волной.

Изложение основного материала исследований. Ниже излагается последовательность расчета изменения давления газов у выпускных органов в течение процесса свободного выпуска в зависимости от угла поворота коленчатого вала на примере двухтактного двигателя с объемом цилиндра 350 см^3 и выпускной системой диффузорно-конфузорной формы, имеющей следующие размеры сечений: диаметр выпускной трубы у выпускных органов, равный диаметру меньшего основания конуса $d_{\text{тр}}=36 \text{ мм}$; диаметр большего основания конуса $d_p=80 \text{ мм}$. При этом температура остаточных газов при установившемся тепловом режиме $T_o=873 \text{ К}$, а давление $P_o=10^5 \text{ Па}$.

Из уравнения баланса расходов [6] следует, что $M_1=1,256$, а местная скорость звука в среде остаточных газов у выпускных органов равна $C = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}$.

Приняв, что показатель адиабаты $\kappa=1,35$, получим $C=586 \text{ м/с}$, откуда скорость распространения ударной волны $D = M_1 \cdot C = 1,256 \cdot 586 = 736 \text{ м/с}$.

Из теории газовой динамики известно, что при прохождении ударной волны, плотность газа спутного потока в каждом сечении диффузора изменяется пропорционально изменению площади поперечного сечения, т.е.:

$$\frac{\rho_{\text{тр}}}{\rho_p} = \frac{d_{\text{тр}}^2}{d_p^2}, \quad (1)$$

откуда

$$T_p = T_o \left(\frac{d_{\text{тр}}^2}{d_p^2} \right), \quad (2)$$

где индексом “тр” обозначены параметры газов в сечении I-I и II-II, а “р” – в сечении III-III (рис. 1).

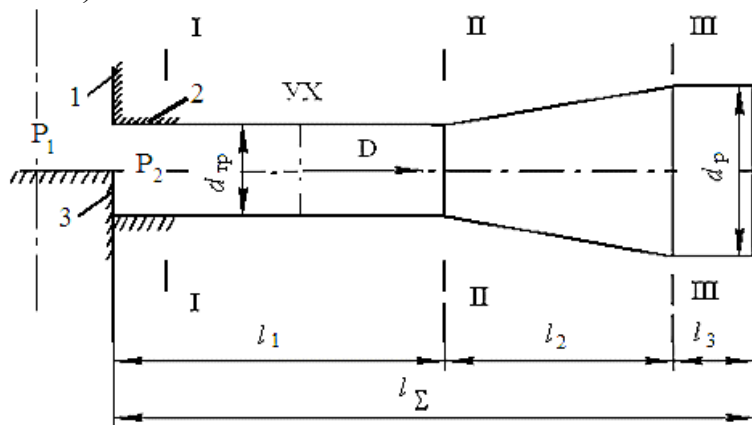


Рис. 1. Выпускная система диффузорно-конфузорной формы: 1 – цилиндр; 2 – выпускная труба; 3 – поршень УХ – ударная волна

Следовательно, скорость звука в сечении III-III определится из выражения:

$$C_p = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_p}. \quad (3)$$

Скорость спутного потока возбужденного газа определяется по известной зависимости [6]:

$$V_{\text{сп}} = \frac{2D}{1+\kappa} \left(1 - \frac{1}{M_1^2} \right). \quad (4)$$

Для определения амплитудных значений давления газа в выпускной трубе в зоне выпускных органов необходимо также вычислить числа Маха для волны разряжения в различных сечениях выпускного тракта M^p и числа Маха для отраженной волны M^o .

Числа Маха для волны разряжения для сечений I-I и II-II соответственно будут равны:

$$M_1^p = \frac{D + V_{\text{сп}}}{C}; \quad (5)$$

$$M_{\text{II}}^p = \frac{D + V_{\text{сп}}}{C_p}, \quad (6)$$

а для волны отражения в сечении III-III будет равно:

$$M_{\text{III}}^o = \frac{D - V_{\text{сп}}}{C_p}. \quad (7)$$

Амплитудное значение давления газа за фронтом ударной волны равно:

$$P_I = P_o \left[1 + \frac{2\kappa}{1+\kappa} (M_1^2 - 1) \right]. \quad (8)$$

Амплитудное значение давления газа в зоне выпускных органов в момент времени, когда ударная волна достигла сечения II-II определится из выражения:

$$P_{\text{II}}^p = P_I \left[1 - \frac{(\kappa - 1)^2}{2(\kappa + 1)} M_1^p \right]^{\frac{2\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (9)$$

Амплитудное значение давления газа в зоне выпускных органов в момент времени, когда ударная волна достигла сечения III-III будет равно:

$$P_{\text{III}}^p = P_{\text{II}}^p \left[1 - \frac{(\kappa - 1)^2}{2(\kappa + 1)} M_{\text{III}}^p \right]^{\frac{2\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (10)$$

Амплитудное значение давления газа в зоне выпускных органов в момент времени, когда волна отражения достигла выпускных органов можно определить из выражения:

$$P^o = P_{III}^p \left[1 + \frac{4\kappa}{\kappa + 1} (M_{III}^{o2} - 1) \right]. \quad (11)$$

Таким образом, приведенная выше методика вычисления импульса давления, отраженных волн сжатия и разряжения, позволяет рассчитать изменение давления газа в выпускной трубе в зоне выпускных органов с учетом геометрических параметров выпускной системы.

Для сравнения результатов расчета с данными экспериментальных исследований газодинамики выпускной системы на примере двухтактного бензинового двигателя был построен график (рис. 2) изменения давления газа в зоне выпускных органов в зависимости от угла поворота коленчатого вала, связанного с временной координатой известной зависимостью [6]:

$$\alpha_{ПКВ} = 6 \cdot n \cdot t, \quad (12)$$

где n - частота вращения коленчатого вала в мин^{-1} .

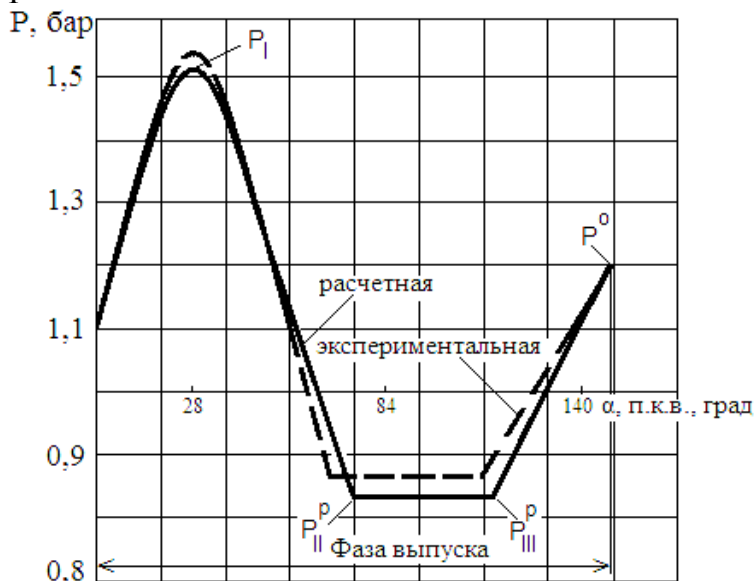


Рис. 2 - Графіки зміни тиску газів в області випускного вікна

График строился по характерным точкам, представляющим амплитудные значения давления газа в зоне выпускных органов, а их координаты по оси абсцисс определялись следующим образом.

Координата точки “0”, характеризующая окончание фазы надкритического выпуска определялась экспериментально и составила 28 град. п.к.в., а вся кривая изменения давления в зоне выпускных органов укладывается в угол 148 град. п.к.в., т.е. равна фазе выпуска.

Координата точки “1”, характеризующая величину давления газа в момент времени, когда ударная волна достает сечения II-II определялась по выражению:

$$\alpha_1 = 6 \cdot n \cdot l_1 \left(\frac{1}{D} + \frac{1}{C} \right), \quad (13)$$

а координата точки "2" (сечение III-III) соответственно:

$$\alpha_2 = 6 \cdot n \cdot (l_1 + l_2) \cdot \left(\frac{1}{D} + \frac{1}{C} \right). \quad (14)$$

Другими словами, координаты α_1 и α_2 характеризуют момент времени, когда голова волны разряжения достигает выпускных органов.

Момент времени, когда хвост волны разряжения достигает выпускных органов и давление газов начинает расти за счет подхода волны отражения, определялся двумя путями:

$$\alpha_3 = \alpha_2 + 6 \cdot n \cdot \left(\frac{l_3}{D} + \frac{l_1 + l_2 + l_3}{C - \frac{\kappa - 1}{2} D} \right); \quad (15)$$

$$\alpha_3 = 6 \cdot n \cdot \left(\frac{l_\Sigma}{D} + \frac{l_\Sigma}{D - V_{\text{сп}}} \right). \quad (16)$$

Выводы по данному исследованию. Сравнение результатов, полученных по предлагаемой методике с экспериментальными данными, показывает допустимые расхождения. Так, по осциллограмме давления газов в сечении I-давление $P_1=0,154$ МПа, тогда как расчетное значение составляет $P_1=0,151$ МПа.

При расчетах параметров газа на участке от выпускной трубы до турбины, то выпускная система будет ограничена сечением II-II (см. рис. 1).

Достаточная близость результатов расчета к экспериментальным данным показывает правомерность принятой модели газодинамических явлений в выпускной системе при динамическом наддуве и справедливость сделанных допущений при разработке соответствующей математической модели.

Список литературы:

1. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст]: учеб. пособие для студ. вузов, обуч. по спец. "Механика" / Л. Г. Лойцянский. - 5-е изд., перераб. - М.: Наука, 1978. - 736 с.
2. Камкин С. В. Газообмен и наддув судовых дизелей (исследования и пути совершенствования) [Текст] / С. В. Камкин. - Л.: Судостроение, 1972. - 200 с.
3. Орлин А. С. Двухтактные двигатели внутреннего сгорания [Текст] / А. С. Орлин, М. Г. Круглов. - М.: Машгиз, 1960. - 556 с.

4. *Круглов М. Г.* Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания. (Процессы газообмена) [Текст] / М. Г. Круглов. - М.: Машгиз, 1963. - 272 с.

5. *Симсон, А. Э.* Газотурбинный наддув дизелей [Текст] / А. Э. Симсон. - 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1964. - 248 с.

6. *Кучава О.О., Дюндик С.М.* Визначення швидкості поширення ударної хвилі у випускному тракті двигуна внутрішнього згорання [Текст] / О.О. Кучава, С.М. Дюндик // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Вип. 40 "Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні", Харків, 2005. - С. 41-44.

Анотація

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГАЗУ У ВИПУСКНОМУ ТРАКТІ ДВЗ

С.М. Дюндик, О.О. Кучава, М.Л. Шуляк

Запропонована методика розрахунку зміни тиску газів біля випускних органів протягом процесу вільного випуску залежно від кута повороту колінчатого валу на прикладі двотактного двигуна з об'ємом циліндра 350 см³ і випускною системою дифузорно-конфузорної форми. Обґрунтована можливість проведення розрахунку зміни тиску газу у випускній трубі з урахуванням геометричних параметрів випускної системи.

Abstract

DETERMINATION OF PARAMETERS OF THE GAS IN THE EXHAUST TRACT FEP

S. Dyundik, A. Kuchava, M. Shulyak

The method of calculating the change in pressure in the exhaust gases during the process of free outlet depending on the angle of rotation of the crankshaft on the example of two-stroke engine with a cylinder capacity of 350 cm³ and exhaust system diffuser-convergent shape. The possibility of calculating the change in gas pressure in the exhaust pipe based on the geometrical parameters of the exhaust system.

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ РУЛЬОВОГО УПРАВЛІННЯ З ГІДРОПІДСИЛЮВАЧЕМ

Колеснік І.В. аспірант

*Харківський національний технічний університет сільського господарства ім.
Петра Василенка*

Виконано аналіз існуючих методів діагностування рульового управління з гідропідсилювачем мобільної сільськогосподарської техніки, виявлені недоліки існуючих методів та встановленні напрямки подальшого розвитку.

Вступ. Технічне діагностування тракторів і самохідних сільськогосподарських машин - один з важливих елементів їх технічного обслуговування і ремонту. Діагностування машин дозволяє визначати технічний стан агрегатів, механізмів і систем машини без їх розбирання, прогнозувати терміни служби вузлів, фактично управляти їх технічним станом, призначаючи відповідні ремонтно-обслуговуючі впливу і виконуючи їх в процесі технічного обслуговування і ремонту. Це знижує час простою машини, забезпечує значну економію коштів на її обслуговування і ремонт. Виконання тільки дійсно обґрунтованих операцій з обслуговування, регулюванню і ремонту скорочує витрату запасних частин і паливо мастильних матеріалів. Так, своєчасне виявлення і усунення значних несправностей в системах живлення двигуна, агрегатів трансмісії або ходової частини покращує на 10-15% паливно-економічні показники та експлуатаційну потужність двигуна, на 20-30% покращує екологічні показники, підвищує безпеку експлуатації машини [1].

Аналіз основних публікацій, досліджень. Технічне діагностування значно впливає на інтенсивність використання техніки через її коефіцієнт готовності. Попередження відмов, оперативне їх усунення різко знижують простої машин з технічних причин, збільшують їх продуктивність і якість виконання сільськогосподарських операцій, що позитивно позначається на термінах виконання робіт, сприяє отриманню додаткового прибутку сільгосптоваровиробниками.

Технічне діагностування виконує 5 основних функцій:

- перевірка справності (працездатності) машин або їх складових частин з високою достовірністю;
- пошук дефектів з встановленою глибиною пошуку;
- оцінка якості ТО і ремонту;
- збір вихідних даних для прогнозування залишкового ресурсу складових частин машини;
- видача рекомендацій за результатами діагностування про вид, обсяг, місце і строк ремонтно-обслуговуючих робіт [1, 2].

Мета дослідження. Аналіз існуючих методів діагностування рульових управлінь з гідропідсилювачем і їх недоліки.

Результати досліджень. Деякі з діагностичних параметрів, що характеризують динаміку витрачання ресурсу основних агрегатів і вузлів трактора, повинні безперервно контролюватися з метою запобігання аварійних відмов (наприклад, тиск масла в головній масляній магістралі). Однак очевидно, що для вирішення завдань ресурсного діагностування принципово важливо отримувати дані про значення такого параметра, по-перше, з деякою розумною періодичністю, що визначається динамікою його зміни з напрацювання. По-друге, періодичні вимірювання діагностичного параметра (наприклад, того ж тиску масла), використовуваного для цілей ресурсного діагностування, повинні здійснюватися при ідентичних (або спеціальних тестових) режимах роботи трактора [4].

Необхідною умовою підвищення надійності роботи машин є забезпечення експлуатаційної чистоти їхніх робочих порожнин і використовуваних робочих рідин (паливо, масла та ін.), Тобто зниження їх забрудненості до рівня, що виключає передчасний знос, порушення функціональних характеристик, раптовий вихід з ладу деталей і вузлів машин. Забруднені масла в 2 ... 5 разів прискорюють знос тертьових пар, підвищена забрудненість робочих порожнин машин в 70 ... 90% випадків є причиною відмов гідросистем, в 50% - паливних систем дизелів і т.д [1, 5].

У процесі роботи гідросистеми внаслідок зношування вузлів і сполучень і порушення герметичності ущільнень змінюються показники, що характеризують роботу її основних агрегатів - насоса, розподільника, силових циліндрів.

Для підтримки гідросистеми машин в справному та працездатному стані та своєчасного виявлення раптово виниклого відмови необхідно періодично контролювати технічний стан гідравлічного обладнання. Засоби технічної діагностики дозволяють своєчасно виявити можливість раптової відмови, розпізнати характер і місце прихованої несправності, запобігти пошкодження гідрообладнання, подальший ремонт і простий машини до відновлення працездатного стану. Таким чином, своєчасне виявлення несправностей за допомогою засобів діагностики технічного стану є більш доцільним, ніж усунення відмови шляхом заміни пошкодженого гідрообладнання.

Основними завданнями технічної діагностики гідросистеми є:

- визначення параметрів, що характеризують стан гідрообладнання і їх порівняння зі значеннями, встановленими в нормативно-технічній документації; якісний і кількісний аналіз інформації про технічний стан гідрообладнання для визначення показників надійності, а також якісних характеристик надійності виробів (характеристики відмови, причини пошкодження або руйнування);

- встановлення взаємозв'язків між показниками надійності і факторами що впливають на них;

- визначення необхідності технічного обслуговування і ремонту гідрообладнання для відновлення працездатного стану.

Основний параметр гідросистеми, що найбільш повно характеризує її технічний стан, є об'ємний к.к.д. Однак у зв'язку з неможливістю безпосереднього (прямого) вимірювання об'ємного к.к.д. гідропередачі при діагностуванні використовують зовнішні (вихідні) характеристики, а також враховують супутні процеси, що виникають при виконанні робочих операцій.

Отже, для визначення технічного стану машини або окремих його компонентів необхідно вимірювати кілька параметрів. Сукупність вимірюваних параметрів повинна бути мінімальною, але достатньою для об'єктивної оцінки технічного стану діагностуємого гідрообладнання машини в цілому. Для прогнозування технічного стану гідросистеми істотно важливою виявиться інформація про зміну деяких параметрів за встановлений час експлуатації внаслідок зношування і впливу кліматичних чи інших факторів, у тому числі умов і режимів експлуатації машини [3].

Методи діагностування машин по факторам діагностики можна розділити на суб'єктивні та об'єктивні.

Суб'єктивні методи дозволяють оцінювати технічний стан контрольованого об'єкта: візуальним оглядом, прослуховуванням, по ступеню нагрівання механізмів і трубопроводів «на дотик».

Візуальний огляд – виявляють місця підтікання палива, масла й технічних рідин, визначається їхня якість по плямі на фільтрувальному папері; наявність тріщин металоконструкції.

Прослуховуванням – характер шумів, стукотів і вібрації.

Об'єктивні методи контролю працездатності об'єкта на використанні вимірювальних приладів, стендів і іншого обладнання, які дають змогу більш якісно визначити параметри технічного стану, які змінюються в процесі експлуатації машини.

У процесі діагностування гідравлічної системи мобільної сільськогосподарської техніки використовують різні вискоефективні методи (табл. 1) [6]:

Таблиця 1 – Методи дігностування

Методи діагностування	Опис методу	Переваги та недоліки
Статопараметричний метод	Заснований на виміру тиску, подачі та витрати робочої рідини, що дозволяє оцінювати об'ємний коефіцієнт корисної дії.	Недоліком є те, що для підключення датчиків до складальних одиниць необхідно роз'єднувати трубопроводи і рукави.
Часовий метод	Ґрунтується на виміру параметрів руху об'єкта або його робочого органу в умовах нормованих режимів навантаження. Під час виконання роботи при	До переваг відноситься можливість використання простих засобів виміру, що не вимагає встановлення датчиків.

	потужності від мінімального до максимального значення при номінальній частоті обертання колінчатого вала, ДВЗ характеризує працездатність гідравлічної системи приводу робочого обладнання, а тривалість переміщення керованих коліс із одного крайнього положення в інше – гідропривід рульового керування.	
Силовий метод	Заснований на визначенні діагностичних параметрів через зусилля на робочому органі.	До переваг відноситься оцінка працездатності об'єкта в цілому на режимах наближених до реальних.
Тепловий метод	Заснований на оцінці розподілу температури на поверхнях складальних одиниць, різниці температур робочої рідини на виході та вході.	Метод універсальний і може бути реалізований за допомогою накладних, вбудованих і дистанційних датчиків.
Метод аналізу стану ТСМ і робочої рідини	Ґрунтується на визначенні складу шкідливих домішок та змін її властивості.	Перспективний в лабораторних умовах.
Радіаційний метод	Заснований на зміні інтенсивності випромінювання; базується на наявності джерела іонізуючого випромінювання й детектора, що реєструє необхідну для діагностування інформацію.	Вимагає затрат матеріальних засобів і наявності спеціалізованого устаткування.
Нефелометричний метод	Порівнюється інтенсивність двох світлових потоків: еталонної рідини, що не містить забруднень і рідини того ж типу, взятої з ємності працюючого об'єкта.	
Метод амплітудно-фазових характеристик	Реалізується з використанням вбудованих або	Метод використовується для загальної оцінки

	накладних датчиків і базується на аналізі хвильових процесів зміни тиску в напірній магістралі при навантаженні робочого органу й відповідно в зливній при дроселюванні робочої рідини.	працездатності гідроприводу та локалізації несправностей.
Метод перехідних характеристик	Базується на аналізі явищ, що протікають при неперервних режимах роботи.	Розшифровка діаграм досить складне завдання й вимагає наявності достатнього устаткування.
Безрозбірний віброакустичний метод	При його застосуванні проводиться аналіз параметрів вібрації і акустичних шумів.	Відокремлення корисних сигналів від перешкод, створюваних різними сполученнями контрольованої системи, затрудняє виявлення несправностей.

Висновок. Одним з найбільш перспективних методів діагностування рульового управління з гідропідсилювачем мобільної сільськогосподарської техніки є безрозбірний віброакустичний метод. Сигнали, що виходять від працюючих механізмів, носять імпульсний характер, а їхня амплітуда досить точно характеризує стан кінематичної пари. При віброакустичному методі контролю велике значення має правильний вибір первинних перетворювачів. Цей метод перспективний, має високу інформативність, однак відокремлення корисних сигналів від перешкод, створюваних різними сполученнями контрольованої системи, затрудняє виявлення несправностей.

Список літератури.

1. Филиппова Е.М. Новые разработки ГОСНИТИ по диагностированию сельскохозяйственной техники [Текст] / Филиппова Е.М., Ивлева И.Б.
2. Бельских В.И. Диагностика технического состояния и регулировка тракторов [Текст] / Бельских В.И. – М., Колос, 1973.
3. Електронні джерела [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: <http://goo.gl/qMWP9k>.
4. Шипилевский Г. Б. Перспективы развития диагностики технического состояния тракторов на основе бортовых электронных средств [Текст] / Шипилевский Г. Б., Архипов В. С. // Журнал "Тракторы и сельскохозяйственные машины", 2004 год, № 7.
5. Скрипников А.В. Исследование работы рулевых управлений с гидроусилителями [Текст] / Скрипников А.В., Кондрашова Е.В., Скворцова Т.В., Токарев Д.Е., Лобанов Ю.В.

6. Войтюк В.Д. Методи діагностування гідроприводів мобільної сільськогосподарської техніки[Текст] / Войтюк В.Д., Кириченко О.М.

Аннотация

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ С ГИДРОУСИЛИТЕЛЕМ

Колесник И.В.

Выполнен анализ существующих методов диагностирования рулевого управления с гидроусилителем мобильной сельскохозяйственной техники, выявлены недостатки существующих методов и установлены направления дальнейшего развития.

Abstract

ANALYSIS OF EXISTING METHODS OF DIAGNOSING POWER STEERING

I. Kolesnik.

The analysis of existing methods of diagnosing power steering mobile agricultural machinery, revealed the shortcomings of existing methods and set directions for further development.

ВИМІРЮВАЛЬНА СИСТЕМА ДИНАМІЧНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ОРНОГО АГРЕГАТУ

**Антощенко Р.В., канд. техн. наук, доц.
Антощенко В.М., канд. техн. наук, проф.
КашинД.В., аспірант**

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім. П.Василенка*

В роботі проаналізовано відомі конструкції систем збору та обробки даних та методи визначення буксування коліс мобільної машини. Запропоновано використовувати розроблену на кафедрі «Трактори і автомобілі» ХНТУСГ ім. П. Василенка вимірювальну систему динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин під час досліджень орного агрегату.

Вступ. Обробіток ґрунту взагалі, а основний – зокрема, є найбільш енергоємним технологічним процесом, на який припадає приблизно 40% енергетичних і 25% трудових витрат з усього обсягу польових робіт. Основними критеріями ефективності тракторів сільськогосподарського призначення є тягова потужність або тяговий ККД. Тому зусилля, що відповідає максимальній тяговій потужності або тяговому ККД, є оптимальним, а робота трактора з таким зусиллям забезпечує йому максимальну виробітку і паливну економічність. Отже, задача дослідження динамічних та енергетичних процесів орного агрегату при різних умовах його функціонування з обґрунтуванням умов зниження витрат енергії на буксування є актуальним науково-прикладним завданням. Системи які є на сьогоднішній день не в змозі виміряти велику кількість параметрів руху орного агрегату в динаміці при виконанні технологічних процесів у сільському господарстві. З появою сучасних сільськогосподарських агрегатів питання визначення якості та кількості параметрів, що контролюються при функціонуванні орного агрегату, збільшилось, тому завдання розробки вимірювальної системи енергетичних та динамічних показників орного агрегату залишається актуальним.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Відомі системи збору та обробки даних є універсальними, або використовуються в автоматизованих системах керування технологічними процесами. Недоліком таких систем є те, що з їх допомогою можливо тільки контролювати проміжні значення параметрів функціонування машино-тракторного агрегату [1, 2].

Інші системи мають невелику кількість датчиків тому вимірюють обмежену кількість параметрів функціонування машин. Розрахунок тягових та енергетичних параметрів виконується математично по запропонованим

методологіям [3]. По витраті палива з достатньою точністю можна визначити енергетичні показники МТА [4, 5]. Траєкторії руху визначають за допомогою GPS приймачів [6, 7], що встановлені на мобільній машині.

Буксування коліс мобільної машини можна визначити за рахунок визначення швидкості обертання коліс та поступової швидкості [8]. Інший спосіб полягає в визначенні швидкості обертання валів трансмісії [9]. Поступова швидкість може визначатись за допомогою п'ятого колеса [8, 9] або по даним навігаційного приймача (RTK-DGPS)[10].

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є аналіз конструкції та розробка вимірювальної системи енергетичних та динамічних показників орного агрегату.

Вирішення задачі. Використовуючи результати попередніх досліджень [3-5] на кафедрі «Трактори і автомобілі» ХНТУСГ ім. П. Василенка створена вимірювальна система для визначення динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин[11].

Відома систему збору та обробки даних, яка включає комп'ютер та аналогово-цифровий перетворювач, що складається з обчислювального модуля та накопичувача інформації, обладнується датчиками прискорень елементів машинно-тракторного агрегату, гіроскопами, електронним динамометром, датчиками обертів колінчастого валу, валів трансмісії, коліс, витрати палива, навігаційним пристроєм, індикатором, пультом керування, модулем бездротового зв'язку та перетворювача напруги з'єднаними з входами обчислювального модулю, який має додаткові аналогові та дискретні входи. На рис. 1 наведена блок-схема даної системи.

Кількість та типи датчиків, якими обладнується машина при випробуваннях залежить від її виду і параметрів, що необхідно визначити. Пристрій для визначення динамічних та тягово-енергетичних показників може обладнуватись інерційними вимірювальними пристроями 6, що складаються з гіроскопів та датчиків прискорень, кількість яких залежить від кількості елементів мобільної машини або агрегату. Система може обробляти дані з восьми інерційних вимірювальних пристроїв (ІВП). Отримання навігаційної інформації, траєкторії руху, швидкості та висоти над рівнем моря відбувається за допомогою навігаційного пристрою 3. Датчики витрати палива 7 встановлюються в паливо проводи мобільної машини в прямому та зворотному напрямку подачі палива, тобто система враховує паливо, що зливається в бак. Швидкість обертання коліс, валів трансмісії, двигуна внутрішнього згоряння та ВВП визначається датчиками швидкості обертання 8.

Комунікація між датчиками, ІВП та обчислювальним модулем відбувається по шині CAN 5. Дана шина має декілька ступенів захисту у тому числі від обриву сигнальних проводів [7].

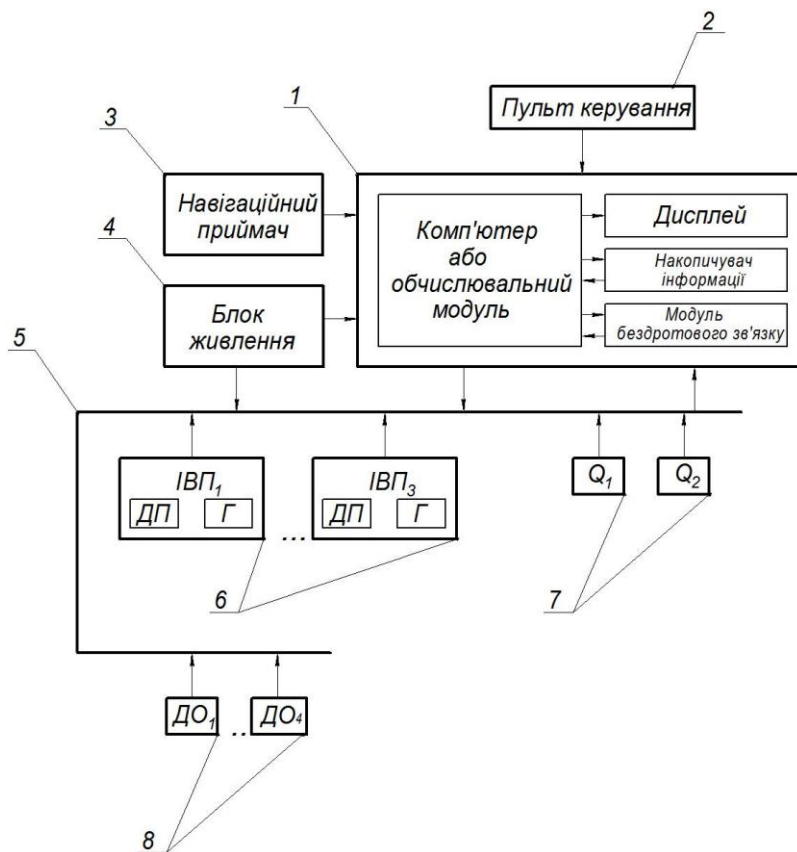


Рис. 1 - Схема вимірювальної системи для визначення динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин:
 1 – обчислювальний модуль; 2 – пульт керування; 3 – навігаційний пристрій;
 4 – блок живлення; 5 – шина даних CAN; 6 – інерційний вимірювальний пристрій; 7 – витратомір палива; 8 – датчик обертів



а



б

Рис. 2 - Розташування інерційних вимірювальних пристроїв на рамі трактору ХТЗ-17224 (а) та на рамі плуга ПЛН-5-35 (б)

Інерційний вимірювальний пристрій 6 розташовується в довільному місці мобільної машини (рис. 2) за умови, що поздовжньо-вертикальна та поздовжньо-горизонтальні площини машини та ІВП паралельні. На одну раму встановлюється один ІВП. Антена навігаційного приймача 3 на магніті закріплюється на криші мобільної машини.

Дисплей 10 відображає текучі параметри функціонування МТА та стан системи контролю. Він розташовується в кабіні трактора. За допомогою пульта керування 2 здійснюється керування системою контролю за функціонуванням машинно-тракторного агрегату, який також розташований в кабіні трактора. Графічний інтерфейс користувача зображений на рис. 3.

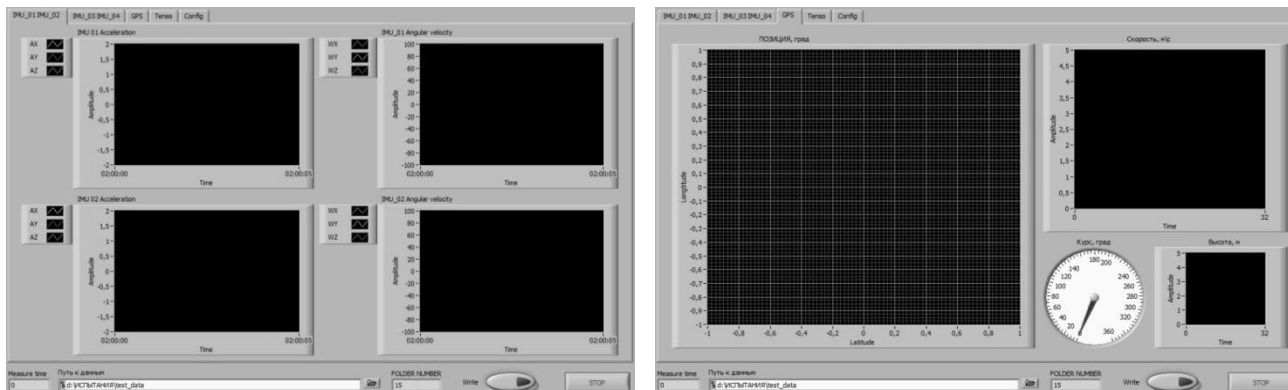


Рис. 3 – Інтерфейс користувача вимірювального комплексу на персональному комп'ютері

Для визначення буксування коліс мобільної машини пропонується спосіб визначення швидкості обертання колеса за допомогою гіроскопу та поступової швидкості за рахунок GPS приймача [12]. Схема встановлення датчика швидкості обертання колеса мобільної машини та його принцип дії наведений на рис. 4.

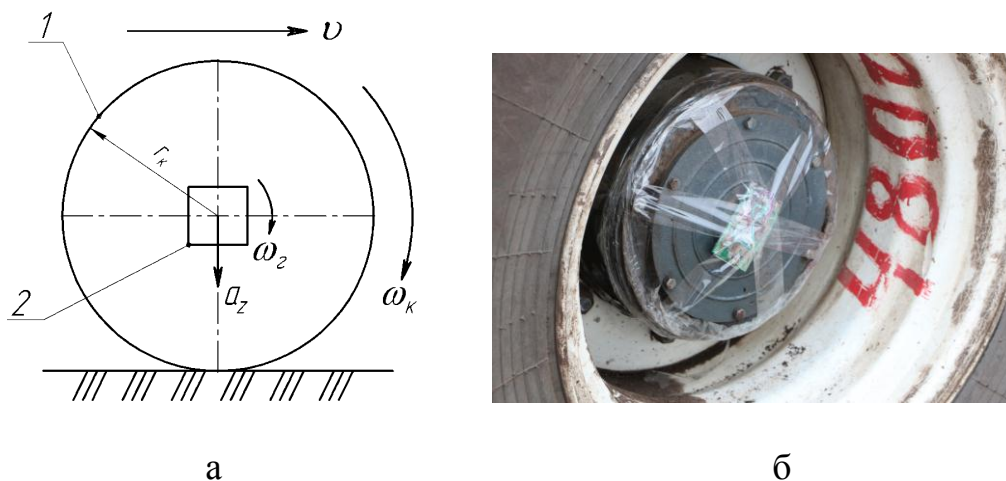


Рис. 4 - Схема встановлення датчика швидкості обертання колеса (а) та зразка датчику встановленого на колесо трактора ХТЗ-17224 (б)

В центр колеса 1 мобільної машини встановлюється датчик швидкості обертання 2, що складається з акселерометру та гіроскопу. Датчик та колесо з'єднанні жорстко. Центри гіроскопу та акселерометру повинні співпадати з центром колеса мобільної машини. Вісь та площина обертання гіроскопу паралельні колесу. Відповідно вісь акселерометра паралельна поперечної площини колеса. При русі мобільної машини її поступова швидкість буде

дорівнювати v , відповідно колесо мобільної машини, враховуючи буксування, буде мати кутову швидкість обертання ω_k . Кутова швидкість, що вимірюється гіроскопом буде дорівнювати кутовій швидкості обертання колеса $\omega_z = \omega_k$. При обертанні колеса сигнал акселерометра a_z буде змінюватися по синусоїдальному закону, а частота даного сигналу буде дорівнювати швидкості обертання колеса. Кут нахилу колеса до горизонту змінює амплітуду сигналу з акселерометру, але частота сигналу завжди дорівнює швидкості обертання.

Величина буксування визначається:

$$\delta = \frac{v_m - v_d}{v_m} \cdot 100\%$$

де v_t – теоретична швидкість руху, м/с;

v_d – дійсна швидкість руху.

При визначенні швидкості обертання колеса та поступової швидкості руху, буксування можна визначити:

$$\delta = \frac{2 \cdot \pi \cdot \omega \cdot r_k - v}{2 \cdot \pi \cdot \omega_k \cdot r_k} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot \omega_k \cdot r_k} \right) \cdot 100\%,$$

де v – поступова швидкість руху колеса, м/с;

ω_k – кутова швидкість обертання колеса, рад/с;

r_k – радіус колеса, м.

Таким чином, для визначення буксування необхідно виміряти радіус колеса r_k , кутову швидкість обертання ω_k та поступову швидкість руху v .

Експериментальний зразок датчика швидкості обертання колеса встановлений на тракторі ХТЗ-17224 зображений на рис. 4, б. Він має вбудований Li-Po акумулятор та дані до вимірювальної системи надходять по радіоканалу 2,4 ГГц.

Висновки

1. Запропонована система контролю за функціонуванням машинно-тракторного агрегату дозволяє дослідити в динаміці роботу мобільних машин та багато елементних агрегатів. Підвищити точність та кількість параметрів, що вимірюються одночасно.

2. Система за рахунок визначення одночасно багатьох параметрів дозволяє порівнювати функціонування мобільних машин, знаходити граничні режими роботи та втрати і витрату енергії.

3. Система контролю за функціонуванням орного агрегату дозволяє дослідити в динаміці роботу агрегату та визначити буксування коліс при русі машинно-тракторного агрегату.

Література

1. *Рославцев, А.В.* Средства исследования движения МТА [Текст]/ А.В. Рославцев, В.М. Авдеев, В.М. Третьяк, С.Л. Абдула и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины.–1999. № 3. – С. 26-29.
2. *Парк, Дж.* Сборданных в системах контроля и управления[Текст] / Дж. Парк, С. Маккей. – М.: «ГруппаИДТ», 2006. – 505 с.
3. *Артемов, Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А. и др.* Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин[Текст] / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С.Полянский, Д.М. Клец, А.И.Коробко, В.В. Задорожня. – Харьков. - 2011. – 219 с.
4. *Вантюсов,Ю.А.* Измерение расхода топлива при испытаниях тракторов [Текст] / Ю.А.Вантюсов, А.В. Макевин // Тракторы и сельхозмашины, 2006, №10 – С. 16-18.
5. *Романов, Ф.Ф.*Использование параметров расхода топлива для контроля функционирования МТА[Текст] / Ф.Ф. Романов, А.В. Палицын, В.А. Эфвиев// Тракторы и сельхозмашины, 2005, №5 – С. 30-32.
6. *Баранов, Г.Л.* Навігаційне забезпечення динамічної точності високошвидкісної реалізації агротехнологічних операцій механізованого виробництва сільськогосподарської продукції рослинництва у зонах ризикованого землеробства [Текст] / Г.Л. Баранов, Р.В. Мельник // Системи управління, навігації та зв'язку: наукове періодичне видання. – К.: ЦНДІНіУ, 2009. – Вип. 3 (11) – С. 8-12.
7. *Дугин, Г.С.*BOSCH. Автомобильный справочник: пер. с англ./Г.С.Дугин, Е.И.Комаров – М.: «ЗАО КЖИЗа рулем». – 2004. –992 с.
8. *Кардашевский С.В.* Испытания сельскохозяйственной техники[Текст] /С.В. Кардашевский, Л.В. Погорельый, Г.М.Фудиман, П.И. Лобко,В.В.Брей – М.:Машиностроение, 1979. – 288 с.
9. *Ксенович И.П.*Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов [Текст]/ И.П.Ксенович, В.П.Тарасик– М.:Машиностроение, 1979. – 256 с.
10. *Ringdahl, O.* Estimating wheelslip for a forest machine using RTK-DGPS[Text] / O. Ringdahl, T. Hellström, I. Wästerlund, O. Lindroos//Journal of Terramechanics. Vol. 49, № 5. –2012. –pp. 271-279.
11. *Антощенко Р.В.* Спосіб та вимірювальна система для визначення енергетичних витрат мобільної машини [Текст] / Р.В. Антощенко, В.М. Антощенко // Технічний сервіс машин для рослинництва: Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – Вип. 145. – С. 210-216.
12. Пат. 96661 Україна, МПК В60В 39/00. Спосіб визначення буксування коліс мобільної машини / Антощенко Р.В., Антощенко В.М.; заявник Антощенко Р.В., Антощенко В.М. – № и 2014 09937; заяв. 10.09.14; надрук. 10.02.15, Бюл. № 3.

Аннотация

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПАХОТНОГО АГРЕГАТА

Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кашин Д. В.

В работе проанализированы известные конструкции систем сбора и обработки данных и методы определения буксования колес мобильной машины. Предложено использовать разработанную на кафедре «Тракторы и автомобили» ХНТУСХ им. П. Василенка измерительную систему динамических и тягово-энергетических показателей функционирования мобильных машин при проведении исследований пахотных агрегатов.

Abstract

MEASURING SYSTEM POWER AND DYNAMIC PERFORMANCE PLOWING UNIT

R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, D.Kashin

This paper analyzes the known structures of data collection and processing of data and methods for determining wheel slippage mobile machine. Proposed to use developed at the Department of «Tractors and automobiles» KhNTUSG measuring system dynamic traction and energy of the mobile machines in research plowing units.

ЧАСТОТНО-ДИНАМІЧНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З ПЕРЕДАЧЕЮ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДО РУШІЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ МАШИНИ

Калінін Є.І., канд. техн. наук, доц.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім. П.Василенка*

В роботі наведена частотно-динамічна математична модель функціонування тракторного агрегату, який оснащений сільськогосподарською машиною, на колісні рушії якої передається крутний момент через ВВП трактора. Розроблена частотно-динамічна модель дозволяє оцінити динамічні навантаження та коливання машино-тракторного агрегату в умовах його функціонування.

Вступ. Одним з напрямків підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторних агрегатів (МТА) є передача частини крутного моменту не тільки на робочі органи сільськогосподарської машини, але і на ходову частину останньої. Такий перерозподіл ведучих моментів дозволяє більш повно використовувати контакт пневматиків з опорною поверхнею при виконанні сільськогосподарським агрегатом технологічної операції, що істотно підвищує ефективність застосування останнього.

Не дивлячись на широке використання даних агрегатів, інформації для їх функціонально правильного формування поки недостатньо. Зокрема, представляє особливий інтерес динаміка навантажень на несучу систему і трансмісію агрегату в реальних умовах експлуатації.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Відповідно до потреб практики розробляються математичні моделі, для дослідження динамічної навантаженості трансмісії, напіврам і їх шарнірного з'єднання в характерних умовах роботи, а також плавності ходу машини. Тому необхідно розглядати динамічні системи машини, в яких відображені взаємодії рухомих підсистем між собою і з нерівностями опорної поверхні. В силу цього математична модель повинна бути універсальною і призначеною для моделювання та оцінки відразу декількох динамічних властивостей досліджуваних машин.

Не дивлячись на складність їх подальшої машинної реалізації подібні математичні моделі дозволяють з більшою вірогідністю врахувати особливості об'єкта моделювання та умови його роботи [1, 2]. В той же час більш прості моделі для дослідження окремих властивостей машини, наприклад плавності ходу, завдяки прийнятній адекватності і меншій складності дозволяють з меншими часовими витратами швидше домогтися отримання оцінок плавності ходу машини, а тому також широко використовуються в проектних дослідженнях [3, 4].

Мета та постановка задачі. Метою роботи є формування імітаційної частотно-динамічної математичної моделі МТА з подальшим проведенням модельних випробувань функціонування агрегату у всьому спектрі експлуатаційних режимів на базі ПК.

Вирішення задачі. При виведенні динамічних моделей систем тракторного агрегату застосовані стандартні припущення, характерні для вирішення аналогічних завдань [1, 2, 4]: підсистема «двигун-трансмсія-рушій» являє собою дискретну динамічну крутильну систему з безінерційними пружнодемпфуючими зв'язками; рух машини – поступальний прямолінійний по горизонтальній опорній поверхні зі стохастичним формуванням мікрорельєфу; ходова система розглядається як плоска симетрична щодо своєї поздовжньої вісі; остов машини являє собою тверде тіло з поздовжньою віссю симетрії; статистичні параметри дорожніх впливів на праві і ліві колеса рівні між собою; шина розглядається пружною в радіальному напрямку, а властивості дотичної взаємодії з опорною поверхнею, що деформується, враховуються так званою кривою буксування колеса; жорсткості шин, трансмісії і підвісок постійні, демпфуючі опори лінійні щодо швидкості деформації.

На рис. 1 представлена розрахункова схема тракторного агрегату в транспортному режимі роботи, яка включає в себе динамічну систему трансмісії і коливальну систему машини при русі по нерівностях опорної поверхні.

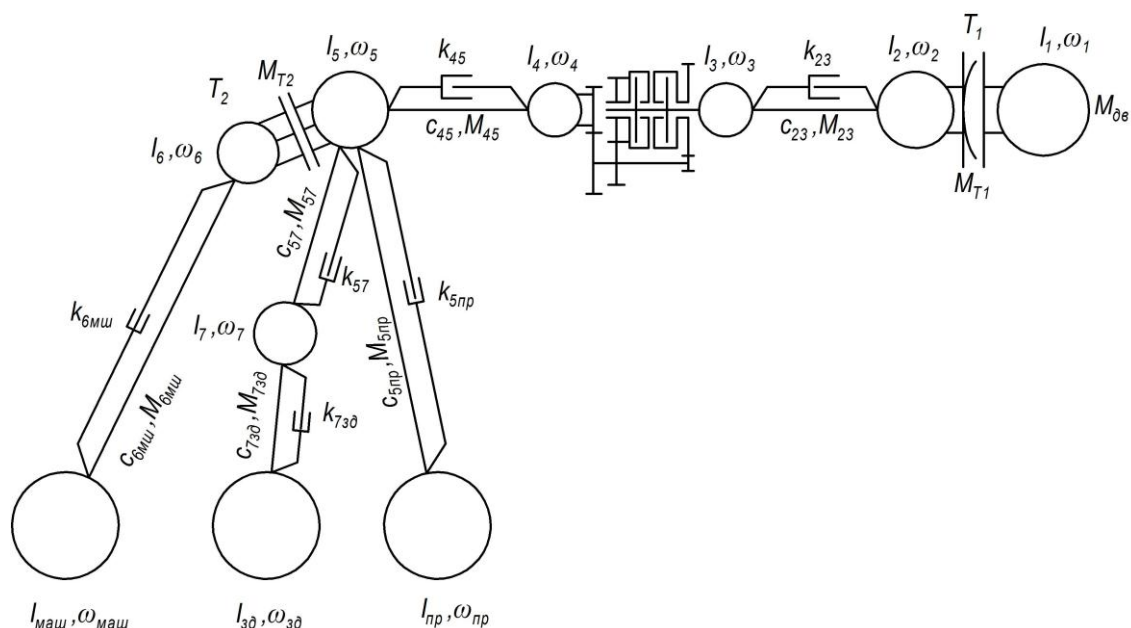


Рис. 1 - Динамічна система трансмісії тракторного агрегату в транспортному режимі функціонування

В динамічній моделі трансмісії прийняті наступні позначення: I_1, ω_1 - момент інерції деталей двигуна і кутова швидкість обертання його колінчастого вала; I_2, ω_2 – момент інерції і кутова швидкість ведених деталей зчеплення; $I_3, I_4, \omega_3, \omega_4$ – моменти інерції і кутові швидкості деталей на

ведучому та веденому валах коробки передач відповідно; I_5, ω_5 – момент інерції і кутова швидкість деталей роздавальної коробки; I_6, ω_6 – момент інерції і кутова швидкість деталей приводу ВВП; $I_{np}, I_{3d}, \omega_{np}, \omega_{3d}$ – момент інерції передніх і задніх ведучих коліс трактора і їх кутова швидкість відповідно; I_7, ω_7 – момент інерції і кутова швидкість деталей головної передачі трактора; $I_{миш}, \omega_{миш}$ – момент інерції ведучих коліс машини та їх кутова швидкість; c_{ij}, k_{ij} – крутильні жорсткості і демпфування в ділянках трансмісії ($i = 2,4,5,6,7; j = 3,5,7$); M_{ij} – динамічні моменти в ділянках трансмісії; T_1, T_2 – відповідно зчеплення і система вмикання-вимикання ВВП; $M_{\delta\theta}$ – крутний момент двигуна; M_{ki} – крутний момент на ведучих колесах.

Всі елементи, що входять в динамічну систему трансмісії машини, зведені до колінчастого валу двигуна.

Система диференціальних рівнянь, що описує роботу трансмісії тракторного агрегату у складі з машинами, що оснащені активним мостом, у транспортному режимі, має при вимкненому зчепленні ($\omega_1 \neq \omega_2$) наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 I_1 \dot{\omega}_1 &= M_{\delta\theta} - M_{T1} \\
 I_2 \dot{\omega}_2 &= M_{T1} - M_{23} \\
 (I_3 + I_4) \dot{\omega}_3 &= M_{23} + k_{23}(\omega_2 - \omega_3) - [M_{45} + k_{45}(\omega_3 - \omega_5)] \\
 (I_3 + I_4) \dot{\omega}_4 &= M_{23} + k_{23}(\omega_2 - \omega_3) - [M_{45} + k_{45}(\omega_4 - \omega_5)] \\
 (I_5 + I_6) \dot{\omega}_5 &= M_{45} + k_{45}(\omega_4 - \omega_5) - [M_{57} + k_{57}(\omega_5 - \omega_7) + M_{5np} + k_{5np}(\omega_5 - \omega_{np}) + M_{T2}] \\
 (I_5 + I_6) \dot{\omega}_6 &= M_{T2} - [M_{6миш} + k_{6миш}(\omega_6 - \omega_{миш})] \\
 I_7 \dot{\omega}_7 &= M_{57} + k_{57}(\omega_5 - \omega_7) - [M_{73d} + k_{73d}(\omega_7 - \omega_{3d})] \\
 I_{np} \dot{\omega}_{np} &= M_{5np} + k_{5np}(\omega_5 - \omega_{np}) - M_{кnp} \\
 I_{3d} \dot{\omega}_{3d} &= M_{73d} + k_{73d}(\omega_7 - \omega_{3d}) - M_{к3d} \\
 I_{миш} \dot{\omega}_{миш} &= M_{6миш} + k_{6миш}(\omega_6 - \omega_{миш}) - M_{кмиш} \\
 \dot{M}_{23} &= C_{23}(\omega_2 - \omega_3) \\
 \dot{M}_{45} &= C_{45}(\omega_4 - \omega_5) \\
 \dot{M}_{57} &= C_{57}(\omega_5 - \omega_7) \\
 \dot{M}_{5np} &= C_{5np}(\omega_5 - \omega_{np}) \\
 \dot{M}_{6миш} &= C_{6миш}(\omega_6 - \omega_{миш}) \\
 \dot{M}_{73d} &= C_{73d}(\omega_7 - \omega_{3d})
 \end{aligned} \tag{1}$$

При ввімкненому зчепленні ($\omega_1 = \omega_2$) перших два рівняння системи набувають вигляду:

$$\begin{aligned}
 (I_1 + I_2) \dot{\omega}_1 &= M_{\delta\theta} - M_{23} \\
 (I_1 + I_2) \dot{\omega}_2 &= M_{\delta\theta} - M_{23}
 \end{aligned} \tag{2}$$

Дана система рівнянь має нульові початкові умови, окрім $\omega_1 = \omega_1^0$, тобто в початковий момент часу колінчастий вал двигуна має деяку кутову швидкість ω_1^0 .

Крутні моменти на ведучих колесах можуть бути визначені із залежності виду:

$$M_{ki} = \frac{F_{ki} r_{\delta i}}{i_i \eta_i}, \quad (3)$$

де F_{ki} – дотична сила тяги, що розвивається колесами i -го мосту (трактора або сільськогосподарської машини);

$r_{\delta i}$ – динамічний радіус коліс i -го мосту;

i_i – передавальні числа від двигуна до коліс i -го мосту (визначаються як $i_i = i_{kn} i_{pk} i_m$, де i_{kn} , i_{pk} , i_m – передавальні числа коробки змінних передач, роздавальної коробки і ведучого мосту відповідно);

η_i – ККД приводу до коліс i -го мосту.

Для визначення величини дотичної сили тяги скористаємося формулою В.В. Гуськова:

$$F_{ki} = \frac{fk_\tau G_i}{\delta_i L} \left[\ln ch \frac{\delta_i L}{k_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta_i L}{k_\tau}} - 1 \right) \right] + 2\tau \frac{h_e L}{t}, \quad (4)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання;

k_τ – коефіцієнт деформації ґрунту;

G_i – навантаження, що припадає на i -ий міст;

δ_i – буксування i -го мосту;

L – довжина площі плями контакту колеса з опорною поверхнею;

f_{np} – приведений коефіцієнт тертя;

τ – напруження зрізу, що виникає в зоні контакту;

h_e – висота ґрунтозачепу;

t – крок ґрунтозачепу.

Буксування коліс ведучих мостів можна визначити з виразу виду:

$$\delta_i = 1 - \frac{\dot{x}}{\omega_i r_i}, \quad (5)$$

де \dot{x} – дійсна швидкість МТА;

ω_i – кутова швидкість коліс i -го мосту;

r_i – вільний радіус коліс i -го мосту.

Розв'язуючи систему рівнянь (1), можна визначити динамічні моменти в основних ланках трансмісії машини при її русі в різних умовах експлуатації, буксування коліс ведучих мостів і дотичну силу тяги, що сформована даними колесами, швидкість руху машини і т.д.

Розглянемо коливальну систему машини (рис. 2): $m_p, I_p, m_k, I_k, m_m, I_m$ – маси і моменти інерції відповідно рами машини з обладнанням, кабіни і сільськогосподарської машини; m_c – маса сидіння з водієм (приймаємо, що обидві маси зосереджені в одній точці); c_p, c_k, c_m – центри мас відповідно рами, кабіни і машини; $c_{ш1}, k_{ш1}, c_{к1}, k_{к1}, c_{м1}, k_{м1}$ – жорсткості і демпфування відповідно шин, підвіски кабіни і машини; c_c, k_c – жорсткість і демпфування підвіски сидіння водія.

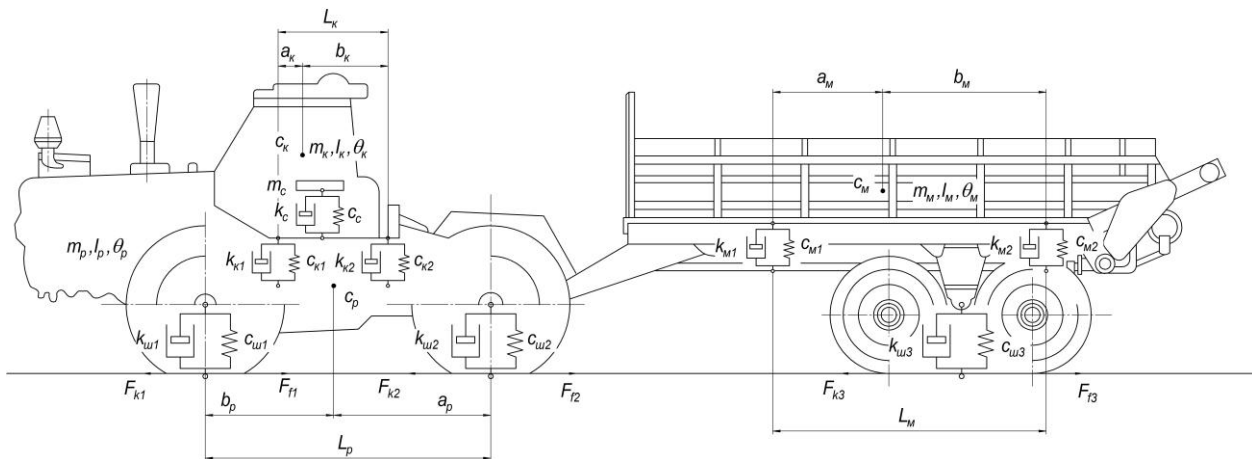


Рис. 2 - Коливальна система тракторного агрегату в транспортному режимі функціонування

При дослідженні коливальної системи машини можна припустити, що дана система включає в себе наступні коливальні підсистеми: рама з обладнанням, кабіна, сільськогосподарська машина і сидіння з водієм. Дані коливальні підсистеми (крім сидіння з водієм) можуть переміщуватися у вертикальному напрямку, який відраховується від положення статичної рівноваги, і можуть повертатися на малі кути $\theta_p, \theta_k, \theta_m$. При цьому можна прийняти, що тангенс і синус даних кутів приблизно відповідає самому кутку.

Система «сидіння-водій» може здійснювати тільки вертикальні переміщення, що також відраховуються від положення статичної рівноваги сидіння.

Отже, коливальна система машини має сім ступенів свободи, і коливання машини буде описуватися сім'ю диференційними рівняннями другого порядку.

Кожна підсистема отримує збурення від різних джерел, що впливають на точки опори підсистем. Так, наприклад, рама з обладнанням отримує збурення від нерівностей опорної поверхні, які передаються через пружні шини ведучих мостів. Отже, перші три коливальні підсистеми являють собою маси, що спираються в двох точках на пружні елементи, в яких втрачається частина енергії. Коливання таких підсистем описується наступною системою диференційних рівнянь:

$$\begin{aligned} A_1 \ddot{z}_1 + A_3 \ddot{z}_2 + 2k_{p1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + 2c_{p1}(z_1 - \xi_1) &= 0; \\ A_3 \ddot{z}_1 + A_2 \ddot{z}_2 + 2k_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + 2c_{p2}(z_2 - \xi_2) &= 0, \end{aligned} \quad (6)$$

де $z_1, z_2, \dot{z}_1, \dot{z}_2, \ddot{z}_1, \ddot{z}_2$ – переміщення, швидкості і прискорення точок над передньою і задньою підвісками відповідно;

$\xi_1, \xi_2, \dot{\xi}_1, \dot{\xi}_2$ – переміщення і швидкості точок кріплення передньої і задньої підвісок відповідно;

c_{pi}, k_{pi} – жорсткість і демпфування в підвісці;

A_1, A_2, A_3 – коефіцієнти пропорційності, що визначаються з виразів виду:

$$A_1 = m_i \frac{a_i^2 + \rho_i^2}{L_i^2}, A_2 = \frac{b_i^2 + \rho_i^2}{L_i^2}, A_3 = \frac{a_i b_i + \rho_i^2}{L_i^2}, \quad (7)$$

де m_i – маса i -ої підсистеми;

a_i і b_i – поздовжні координати центру мас i -ої підсистеми відносно точок кріплення пружних елементів;

ρ_i – радіус інерції i -ої підсистеми;

L_i – відстань між пружними елементами i -ої підсистеми.

При цьому система рівнянь (6) має нульові початкові умови наступного вигляду: $z_1 = \dot{z}_1 = z_2 = \dot{z}_2 = 0$

Коливання машини при русі по опорній поверхні, мікрорельєф якої описується стохастичними залежностями, будуть описуватися наступною системою диференційних рівнянь:

- рама трактора з обладнанням:

$$A_{1uu} \ddot{z}_{1uu} + A_{3uu} \ddot{z}_{2uu} + 2k_{uu}(\dot{z}_{1uu} - \dot{q}_1) + 2c_{i1}(z_{1uu} - q_1) = 0;$$

$$A_{3uu} \ddot{z}_{1uu} + A_{2uu} \ddot{z}_{2uu} = 0;$$

- кабіна:

$$A_{1k} \ddot{z}_{1k} + A_{3k} \ddot{z}_{2k} + 2k_{k1}(\dot{z}_{1k} - \dot{\xi}_{1k}) + 2c_{k1}(z_{1k} - \xi_{1k}) = 0;$$

$$A_{3k} \ddot{z}_{1k} + A_{2k} \ddot{z}_{2k} + 2k_{k2}(\dot{z}_{2k} - \dot{\xi}_{2k}) + 2c_{k2}(z_{2k} - \xi_{2k}) = 0; \quad (8)$$

- сільськогосподарська машина:

$$A_{1m} \ddot{z}_{1m} + A_{3m} \ddot{z}_{2m} + 2k_{m1}(\dot{z}_{1m} - \dot{\xi}_{1m}) + 2c_{m1}(z_{1m} - \xi_{1m}) = 0;$$

$$A_{3m} \ddot{z}_{1m} + A_{2m} \ddot{z}_{2m} + 2k_{m2}(\dot{z}_{2m} - \dot{\xi}_{2m}) + 2c_{m2}(z_{2m} - \xi_{2m}) = 0;$$

- сидіння з водієм:

$$A_c \ddot{z}_c + k_c(\dot{z}_c - \dot{\xi}_c) + c_c(z_c - \xi_c) = 0.$$

Наведена система рівнянь має нульові початкові умови. При цьому, збуреннями для коливальної системи машини є згладжені по довжині плями контакту шини і нерівності опорної поверхні під передніми і задніми колесами трактора і ведучими колесами сільськогосподарської машини.

Для визначення шляху, швидкості і прискорення поступального руху машини необхідно скласти рівняння руху:

$$m\ddot{x} = F_{k1} + F_{k2} + F_{k3} - F_f, \quad (9)$$

де m – маса агрегату;

F_f – сила опору руху агрегату;

\ddot{x} – прискорення поступального руху агрегату.

Дане рівняння також має нульові початкові умови вигляду:.

Для вирішення вихідної системи рівнянь необхідні рівняння в'язей, які, в загальному випадку приймають вигляд:

-рама-кабіна:

$$\xi_{1к} = (z_{1ш} - z_{2ш}) \frac{a_{ш} + l_{1к}}{L_p} + z_{2ш};$$

$$\xi_{2к} = (z_{1ш} - z_{2ш}) \frac{a_{ш} - l_{2к}}{L_p} + z_{2ш}.$$

- сільськогосподарська машина:

$$\xi_{1.м} = (z_{1.м} - z_{2.м}) \frac{b_m + l_{1.м}}{L_m} + z_{2.м}; \quad (10)$$

$$\xi_{2.м} = (z_{1.м} - z_{2.м}) \frac{b_m - l_{2.м}}{L_m} + z_{2.м};$$

- кабіна-сидіння водія:

$$\xi_c = (z_{1ш} - z_{2ш}) \frac{a_{ш} - l_c}{L_k} + z_{2ш}.$$

Похідні координат, що входять в систему рівнянь (8), знаходяться шляхом диференціювання рівнянь в'язей за часом.

Висновки

Таким чином, розв'язуючи спільно розроблені системи рівнянь (1), (8) і рівняння (9), можна отримати повну інформацію про рух МТА в заданих умовах функціонування, коливаннях махових мас та динамічних моментах в трансмісії, а також про параметри стохастичних коливань підсистем агрегату з величинами динамічних силових факторів в місцях кріплення коліс, кабіни та в сільськогосподарській машині, що необхідно для розрахунку на міцність останніх.

Література

1. Корсун Н.А. Статистический анализ основных параметров тракторов общего назначения / Н.А. Корсун, А.Д. Левитанус // Тракторы и сельхозмашины. – 1970. – №6. – С. 6 – 10.
2. Косников Н.И. К вопросу нормирования сменной производительности агрегатов / Н.И. Косников, Н.А. Корсун // Труды КНИИТИМ. – Армавир, 1969. – №4. – С. 35 – 40.
3. Богатырев А.П. О тяговой динамике энергонасыщенного гусеничного трактора-бульдозера / А.П. Богатырев, Ю.В. Гинзбург, В.И. Дурановский // Тракторы и сельхозмашины. – 1973. – №4. – С. 6 – 8.
4. Антонов А.С. Теория гусеничного движителя / А.С. Антонов. – М.: Машиностроение, 1949. – 214 с.

5. Васильев А.В. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства / А.В. Васильев, Е.Н. Докучаева, О.Л. Уткин-Любовцев. – М.: Машиностроение, 1969. – 191 с.

6. Львов Е.Д. Теория трактора / Е.Д. Львов. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.

7. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 377 с.

8.

Аннотация

ЧАСТОТНО-ДИНАМИЧЕСКАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ПЕРЕДАЧЕЙ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА К ДВИЖИТЕЛЯМ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ

Калинин Е.И.

В работе приведена частотно-динамическая модель функционирования тракторного агрегата с сельскохозяйственной машиной, на колесные движители которой передается крутящий момент через ВОМ трактора. Разработанная модель позволяет оценить динамические нагрузки и колебания агрегата в условиях его функционирования.

Abstract

TRACTOR UNITS FREQUENCY-DYNAMIC MATHEMATICAL MODEL WITH GEARS TORQUE TO THE WHEELS OF AGRICULTURAL MACHINES

Y. Kalinin

The article describes the frequency-dynamic mathematical model of the tractor unit, connected to the agricultural machine. The torque on the wheels of the agricultural machine is transmitted through the PTO shaft. Developed frequency dynamic model allows us to estimate the dynamic loads and vibrations of the machine and tractor unit in terms of its operation.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДПОВІДНОСТІ ВИМОГАМ ТЕХНІЧНОГО
РЕГЛАМЕНТУ БЕЗПЕКИ МАШИН АГРЕГАТІВ ҐРУНТООБРОБНИХ
ВИРОБНИЦТВА ТОВ «ЛКМЗ»**

Гриненко О.А., к.т.н., головний конструктор
ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі»

Лебедєв С.А., к.т.н., директор
Харківська філія УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого

Артьомов М.П., д.т.н., проф.
*Харківський національний технічний університет сільського
господарства ім. П. Василенка.*

Досліджені агрегати ґрунтообробні сімейства ДУКАТ виробництва ТОВ «ЛКМЗ» на їх відповідність вимогам Технічного регламенту безпеки машин; за результатами оцінювання залишкових ризиків та ймовірності їх виникнення, існуючий ризик використання досліджених агрегатів ґрунтообробних було визнано сприйнятливим.

Вступ. Одним з вагомих кроків по інтеграції виробів вітчизняної промисловості на європейських ринках є адаптація існуючої державної політики технічного регулювання до загальноєвропейської. Відомо, що основою нашої політики в сфері державного регулювання була процедура обов'язкової сертифікації на відповідність встановленим вимогам безпеки. На відміну від української системи, в європейських країнах діяла система самостійного декларування виробником відповідності вимогам діючих Технічних регламентів.

Але час не стоїть на місці і на цей день в Україні вже діє низка технічних регламентів, а перелік техніки, яка підлягає обов'язковій державній сертифікації, становиться дедалі меншим. Так, в 2014 році з цього переліку було вилучено ряд сільськогосподарських знарядь.

Цікаво, а як вітчизняні виробники сільськогосподарської техніки відреагували на такі зміни? Чи не почали вони нехтувати вимогами безпеки при скасуванні необхідності обов'язкової державної сертифікації?

Для того, щоб відповісти на ці питання, в Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, ми провели дослідження на відповідність вимогам технічного регламенту безпеки машин ґрунтообробних агрегатів одного з провідних українських виробників сільськогосподарської техніки – ТОВ «Лозівський ковальсько-механічний завод».

Мета дослідження – Метою дослідження є визначення відповідності агрегатів ґрунтообробних виробництва ТОВ «Лозівський ковальсько-механічний завод» вимогам Технічного регламенту безпеки машин.

Вирішення задачі. Агрегати ґрунтообробні сімейства ДУКАТ (ДЛ/ДЛМ) застосовуються для лушення стерні, основного поверхневого та мілкого обробітку ґрунту; передпосівного обробітку ґрунту; здійснюють змільчення та заробку поживних рештків попередніх культур та сорної рослинності; застосовуються при поліпшенні луків та пасовищ.

Агрегати ґрунтообробні ДУКАТ-2,5 та ДУКАТ-4 є навісними сільськогосподарськими знаряддями. Агрегати ґрунтообробні ДУКАТ-5 є напівнавісними сільськогосподарськими знаряддями. Агрегати ґрунтообробні ДУКАТ-8 та ДУКАТ -16 є причіпними сільськогосподарськими знаряддями. Агрегати ґрунтообробні ДУКАТ-12 є напівпричіпними сільськогосподарськими знаряддями. (Рис.1).

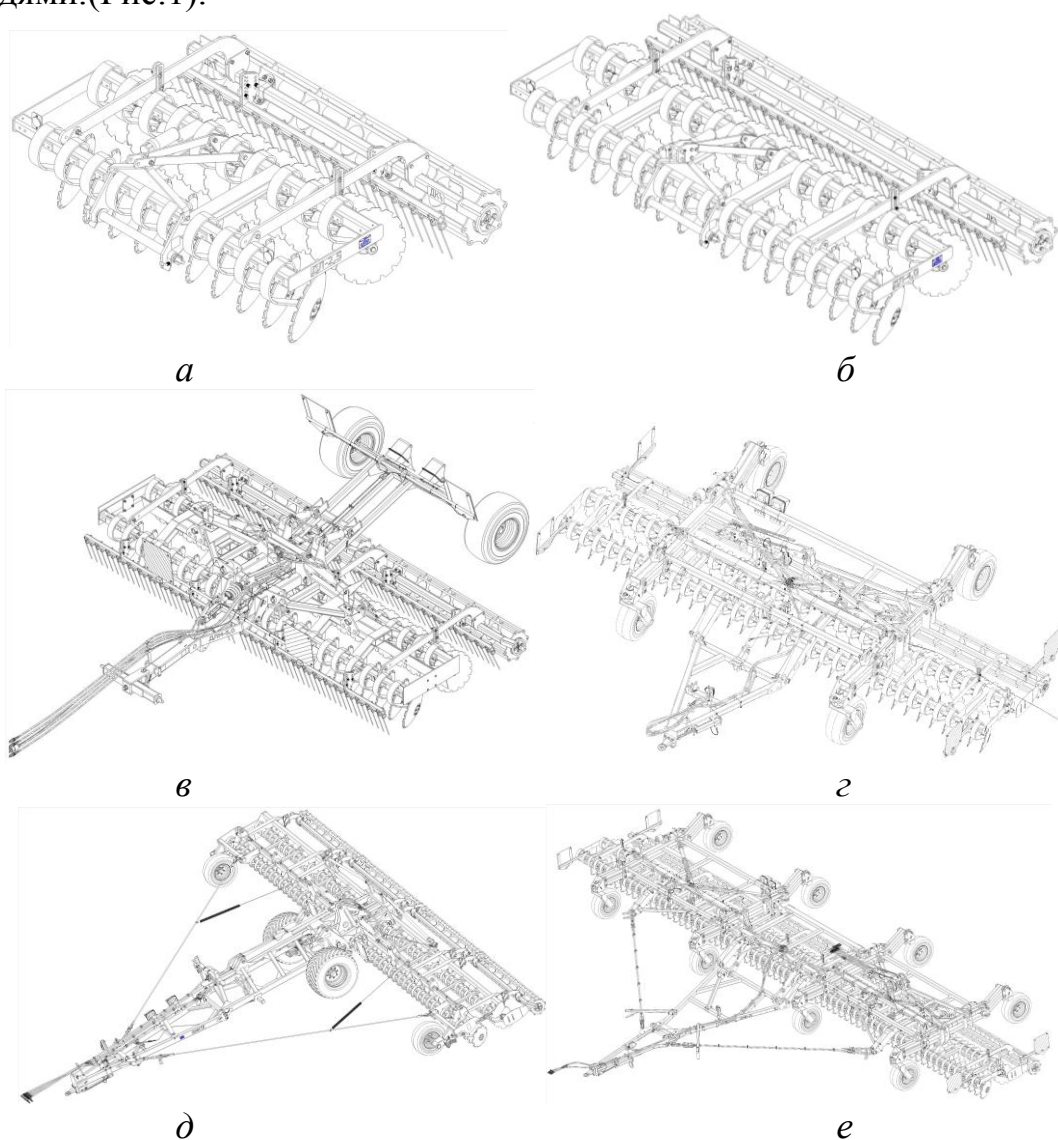


Рис. 1 - Загальний вигляд агрегатів ґрунтообробних сімейства ДУКАТ (ДЛ/ДЛМ):

а- ДУКАТ-2,5;

б- ДУКАТ-4;

в- ДУКАТ-5;

г- ДУКАТ-8;

д-ДУКАТ-12;

е- ДУКАТ-16

Агрегати ґрунтообробні агрегуються з тракторами:

- ДУКАТ-2,5 – тяглогового класу 1,4 з навісною системою НУ-2;
- ДУКАТ-4 – тяглогового класу 2...4 з навісною системою НУ-2 або НУ-3;
- ДУКАТ-5 – тяглогового класу 3...4 з навісною системою НУ-3 за допомогою нижніх тяг навісної системи трактора;
- ДУКАТ-8 – тяглогового класу 5 з ТСУ-1 або ТСУ-2;
- ДУКАТ-12 – тяглогового класу 6 з ТСУ-1 або ТСУ-2;
- ДУКАТ-16 – тяглогового класу 8 з ТСУ-1 або ТСУ-2.

При роботі агрегату ґрунтообробного робочі органи заглиблюються у ґрунт під впливом власної ваги агрегату та рихлять його. Регулювання глибини обробітку виконується котком за допомогою механізму регулювання котка та, для агрегатів ґрунтообробних ДУКАТ-8, ДУКАТ-12, ДУКАТ-16, передніми опорними колесами. Передня балка з пружинами планує по поверхні залишені валки або купи рослинних рештків. Відбійний щиток перешкоджає прямому вилиту ґрунту з-під передніх дисків в задні. Диски кришать ґрунт і дроблять рослинні рештки. Задня балка з пружинами перешкоджає прямому вилиту ґрунту з-під задніх дисків в коток та може вирівнювати ґрунт та рівномірно розподіляти рослинні рештки. Котки остаточно розбивають грудки і вирівнюють та зворотно ущільнюють ґрунт.

Агрегати ґрунтообробні не мають в своєму складі активних робочих органів та робочих місць операторів.



Рис. 2 - Ґрунтообробний агрегат у складі трактора New Holland та дискової борони ДУКАТ-8,0 при випробуваннях

Загальні технічні характеристики досліджених агрегатів ґрунтообробних наведено нижче.

Назва параметру та розміру	Норма для					
	ДУКА Т-2,5	ДУКА Т-4	ДУКАТ- 5	ДУКА Т- 8	ДУКАТ- 12	ДУКАТ- 16
Продуктивність за годину змінного часу, га/год	1,82... 3,09	2,91... 4,95	3,82... 6,49	5,34... 10,30	7,93... 15,29	10,87... 20,29
Гребінність поверхні ґрунту, см, не більше	3					
Якість кришення ґрунту. Грудки за фракцією до 25 мм, %, не менше	85					
Щільність обробленого шару ґрунту, г/см ³	1,0...1,3					
Знищення бур'янів, %, не менше	85					
Загортання рослинних решток, %, не менше	60					
Глибина обробітку, см Середньоквадратичне відхилення глибини обробітку, см	3...12 ±2		3...14 ±2			
Робоча швидкість, км/год	10...17					
Робоча ширина захоплення, м	2,4±0, 1	3,9±0, 1	5,1±0,1 5	8,0±0, 5	12±0,5	16,0±0,75
Питома витрата палива за час змінної роботи, л/га, не більше	6,0	6,5	5,5	7,5	7,5	7,5

Виходячи з наведеного в Технічному регламенті безпеки машин переліку вимог щодо безпеки та охорони здоров'я, було визначено п'ятнадцять ймовірних небезпек використання агрегатів ґрунтообробних та, відповідно до них, було виділено п'ятнадцять можливих ризиків використання досліджених агрегатів.

Ретельно проаналізувавши усі використані виробником захисні заходи щодо зменшення визначених небезпек або зменшення ризиків, нами було виявлено лише три пов'язаних зі знарядями залишкових ризиків:

1) ризик нанесення травми людям через стрімке опускання піднятих гідравлічною системою елементів агрегатів ґрунтообробних при помилковому від'єднанні їх гідравлічної системи від гідравлічної системи трактора та одночасного пошкодження рукавів високого тиску та гідравлічних замків;

2) ризик нанесення травми людям під час керування агрегатами ґрунтообробними як в робочому, так і в транспортному положенні у передбачуваних умовах роботи через їх великі повздовжні габарити;

3) ризик нанесення травми людям від гострих дисків піднятих в транспортне положення напіврам агрегатів ґрунтообробних ДУКАТ-5 при їх самовільному наближенню до дисків, необхідність якого відсутня з точки зору експлуатації та обслуговування агрегатів ґрунтообробних ДУКАТ-5. Тобто, в цьому випадку мова йде про передбачене застосування агрегатів ґрунтообробних ДУКАТ-5 не за призначенням.

Надалі, були проаналізовані виявлені залишкові ризики на ймовірність їх виникнення. Результати оцінювання ймовірності виникнення залишкових ризиків наведено нижче:

1) ймовірність виникнення ризику нанесення травми людям через стрімке опускання піднятих гідравлічною системою елементів агрегатів ґрунтообробних при помилковому від'єднанні їх гідравлічної системи від гідравлічної системи трактора та одночасного пошкодження рукавів високого тиску та гідравлічних замків оцінюється як вкрай низька через необхідність одночасного виконання відразу мінімум двох умов;

2) ймовірність виникнення ризику нанесення травми людям під час керування агрегатами ґрунтообробними як в робочому, так і в транспортному положенні у передбачуваних умовах роботи через їх великі габарити оцінюється як середня. Для її зменшення на агрегатах ґрунтообробних передбачено встановлення габаритних щитків з сигнальними ліхтарями. Додатково передбачено фарбування агрегатів ґрунтообробних яркою червоною фарбою, що різко виділяє їх на робочому фоні. Крім того, в настановах з експлуатації дана чітка настанова оператору трактора перед усіма діями, що пов'язані з агрегатами ґрунтообробними, обов'язково переконатися в їх безпеці та подати звуковий сигнал;

3) ймовірність виникнення ризику нанесення травми людям від гострих дисків піднятих в транспортне положення напіврам агрегатів ґрунтообробних ДЛМ-5 при їх самовільному наближенню до дисків, необхідність якого відсутня з точки зору експлуатації та обслуговування агрегатів ґрунтообробних ДЛМ-5 оцінюється як середня. Крім того, в настановах з експлуатації дана чітка настанова оператору трактора всі операції з агрегатами ґрунтообробними проводити лише на опущеному у ґрунт знаряддю, тобто в його робочому положенні. Додатково, в настановах з експлуатації дана чітка настанова зберігати знаряддя лише в робочому положенні.

Дивлячись на отримані результати, існуючий ризик використання агрегатів ґрунтообробних сімейства ДУКАТ виробництва ТОВ «ЛКМЗ» було визнано сприйнятливим.

Висновок. За результатами оцінювання залишкових ризиків та ймовірності їх виникнення, існуючий ризик використання агрегатів ґрунтообробних сімейства ДУКАТ виробництва ТОВ «ЛКМЗ» було визнано сприйнятливим.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ СООТВЕТСТВИЯ ТРЕБОВАНИЯМ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕГЛАМЕНТОВ БЕЗОПАСНОСТИ МАШИН ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ ПРОИЗВОДСТВА ООО «ЛКМЗ»

Гриненко О.А.

Исследованы агрегаты почвообрабатывающие семейства ДУКАТ производства ООО «ЛКМЗ» на соответствие требованиям Технического регламента безопасности машин; по результатам оценки остаточных рисков и вероятности их возникновения, существующий риск использования исследованных агрегатов почвообрабатывающих было признано восприимчивым.

Abstract

STUDY COMPLIANCE WITH TECHNICAL REGULATIONS MACHINERY SAFETY TILLAGE MACHINES PRODUCED BY "LKMZ"

O.Grinenko

Researched Harrows family DUKAT produced by "LKMZ" on their compliance with the Technical Regulations safety of machines; Evaluation of residual risk and the probability of their occurrence, the existing risk of use Harrows studied was considered susceptible.

**МЕХАТРОННА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ОБЕРТАННЯМ
МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА:
ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ КОЛИВАНЬ ПРИВОДУ ТА ЇХ
ЛІНІЙНОГО РЕГУЛЯТОРА ЗІ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ**

**Ловейкін В.С., д.т.н., професор, Човнюк Ю.В., к.т.н., доцент, Ляшко
А.П., аспірант**

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Анотація. Запропонована і обґрунтована модель, яка описує коливання молотильного барабана зернозбирального комбайна, взаємодіючого з двигуном. Ідентифіковані основні параметри коливань приводу двигуна у межах двомасової моделі з пружним зв'язком. Задля стабілізації руху барабана і зменшення впливу зовнішніх збурень у мехатронній системі управління його обертанням визначені параметри лінійного динамічного регулятора зі зворотнім зв'язком (від'ємного типу).

Постановка проблеми. Відомо, що привод молотильного барабана зернозбирального комбайна є складною технічною системою. У двигуні внутрішнього згорання вказаного комбайна під час його роботи виникають вібрації значної амплітуди, котрі через пасові передачі передаються на молотильний барабан. Як правило, сам барабан у процесі роботи незбалансований і теж вібрує. Така вібрація додається до вібрацій двигуна внутрішнього згорання і сумарне вібраційне поле великої амплітуди передається на підшипники, корпус комбайна, зменшуючи його надійність роботи й погіршуючи якісь процесу обмолоту.

Все це суттєво знижує надійність роботи зернозбирального комбайну в цілому, якість обмолоту зерна і збільшує загальні енергетичні витрати робочого процесу.

Отже, в основу теоретичних досліджень, поданих у даній роботі, закладені актуальні задачі, пов'язані з вирішенням проблем впливу коливань на роботу молотильного барабана, а також відшукування можливостей зменшення такого негативного впливу. Для цього запропонована мехатронна система управління обертанням молотильного барабана, що дозволяє зменшити вказані небажані коливання, яка заснована на лінійному регуляторі зі зворотнім зв'язком.

Аналіз останніх публікацій по темі дослідження. Питанням дослідження динаміки руху молотильного барабана, опису рівнянь процесу обмолоту та сепарації присвячені роботи [1-5]. Проте динаміка руху молотильного барабан, на думку авторів даної роботи, досліджена недостатньо. Крім того, відсутні розрахункові схеми регуляторів коливань (демпферів), що входять до складу мехатронних систем управління обертальним рухом барабана.

Метою даної роботи є ідентифікація основних параметрів коливань приводу молотильного барабана зернозбирального комбайна у межах двомасової моделі з пружним зв'язком і розробка лінійного регулятора зі зворотнім (від'ємним/негативним) зв'язком мехатронної системи управління обертальним рухом барабану, котра суттєво підвищує якісні характеристики вказаного руху.

Виклад основного змісту дослідження.

1. Математична модель динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна у режимі його пуску.

Динамічна модель приводного механізму молотильного барабана зернозбирального комбайна наведена у [5], рівняння руху якої зводяться до наступних:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 = M_p - c \cdot (\phi_1 - \phi_2); M_p = const; \\ J_2 \cdot \ddot{\phi}_2 = c \cdot (\phi_1 - \phi_2) - M_{on}; M_{on} = const, \end{cases} \quad (1)$$

де: ϕ_1 – кутова координата двигуна, зведена до вісі повороту барабана; ϕ_2 – кутова координата молотильного барабана; J_1 і J_2 – моменти інерції, відповідно двигуна і барабана, зведені до вісі повороту барабана; c – жорсткість приводного механізму, зведена до вісі повороту барабана; M_p – рушійний момент, зведений до вісі повороту барабана; M_{on} – момент опору на барабані, $\ddot{\phi}_1 = d^2\phi_1/dt^2$, $\ddot{\phi}_2 = d^2\phi_2/dt^2$, t – час. Введемо заміну: $\dot{\phi}_1 = d\phi_1/dt = \omega_1$, $\dot{\phi}_2 = d\phi_2/dt = \omega_2$. Шляхом нескладних перетворень системи (1) вона може бути зведена до одного рівняння для, наприклад, $\omega_1(t)$:

$$(J_1 + J_2) \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{J_1 \cdot J_2}{c} \cdot \frac{d^3\omega_1}{dt^3} = M_p - M_{on}. \quad (2)$$

Поділимо рівняння (2) на $(J_1 + J_2) = J_\Sigma$, тоді замість (2) матимемо:

$$\frac{1}{\Omega_{12}^2} \cdot \frac{d^3\omega_1}{dt^3} + \frac{d\omega_1}{dt} = \varepsilon_{cep} = \frac{(M_p - M_{on})}{J_\Sigma}, \quad (3)$$

де у (3) введено позначення роботи [6]: $\Omega_{12} = \sqrt{\frac{c \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}} = \sqrt{\frac{c \cdot J_\Sigma}{J_1 \cdot J_2}}$.

$\varepsilon_{cep} = \frac{(M_p - M_{on})}{J_\Sigma}$ - середнє прискорення (кутове) системи. Позначимо також

наступні коефіцієнти: $\gamma = \frac{(J_1 + J_2)}{J_1} = \frac{J_\Sigma}{J_1}$; $\Omega_{02} = \sqrt{\frac{c}{J_1}} = \frac{\Omega_{12}}{\sqrt{\gamma}}$. Застосуємо для розв'язку

(3) підхід роботи [6]. (при цьому вважаємо, що дисипативні процеси, котрі реально існують у пружному зв'язку є незначні, тому ними на цій стадії розв'язку нехтуємо).

Корені характеристичного рівняння для (3) визначаються наступним чином:

$$\lambda_1 = 0; \lambda_{2,3} = \pm j \cdot \Omega_{12}; j^2 = -1. \quad (4)$$

Нульовий корінь λ_1 , визначає частинний розв'язок (3), який відповідає рівномірно прискореному руху системи: $\omega_1 = \varepsilon_{cep} \cdot t$. У цьому можна впевнитись підставляючи $\omega_1 = \varepsilon_{cep} \cdot t$ у (3). Суто уявні корені ($\lambda_{2,3}$) визначають можливість розвитку у системі (зокрема у приводі двигуна) незатухаючих коливань з частотою Ω_{12} , тому загальний розв'язок (3) слід шукати у вигляді:

$$\omega_1(t) = \varepsilon_{cep} \cdot t + A \cdot \cos(\Omega_{12} \cdot t) + B \cdot \sin(\Omega_{12} \cdot t). \quad (5)$$

Для знаходження невизначених коефіцієнтів А та В необхідно використати початкові умови: при пуску:

$$t = 0, \omega_1|_{t=0} = 0; \left. \frac{d\omega_1}{dt} \right|_{t=0} = \frac{M_p}{J_1} = \gamma \cdot \varepsilon_{cep} \cdot \frac{M_p}{(M_p - M_{on})}. \quad (6)$$

Підставляючи ці значення у загальні розв'язки (3) матимемо:

$$\begin{cases} 0 = A; \\ \gamma \cdot \varepsilon_{cep} \cdot \frac{M_p}{(M_p - M_{on})} = \varepsilon_{cep} + B \cdot \Omega_{12}. \end{cases} \quad (7)$$

Тоді для $\omega_1(t)$ отримаємо:

$$\omega_1(t) = \varepsilon_{cep} \cdot t + \left[\left(\gamma \cdot \frac{M_p}{(M_p - M_{on})} - 1 \right) / \Omega_{12} \right] \cdot \varepsilon_{cep} \cdot \sin(\Omega_{12} \cdot t). \quad (8)$$

Рівняння руху першої маси має вид:

$$M_p = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt}. \quad (9)$$

Продиференціюємо його по t і розв'яжемо відносно ω_2 :

$$\omega_2 = \frac{J_1}{c} \cdot \frac{d^2\omega_1}{dt^2} + \omega_1. \quad (10)$$

Підставляючи (10) у (8) замість $\omega_1(t)$ отримаємо для $\omega_2(t)$ наступні закони:

$$\omega_2(t) = \varepsilon_{cep} \cdot t + \frac{J_1 \cdot \varepsilon_{cep}}{c} \cdot \left[\left(1 - \gamma \cdot \frac{M_p}{(M_p - M_{on})} \right) \Omega_{12} \right] \cdot \sin(\Omega_{12} \cdot t). \quad (11)$$

На рис.1 зображені закони $M(t) = M_p - M_{on}$, $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$ за умови відсутності дисипації у пружному зв'язку с.
 $M(t)$, $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$

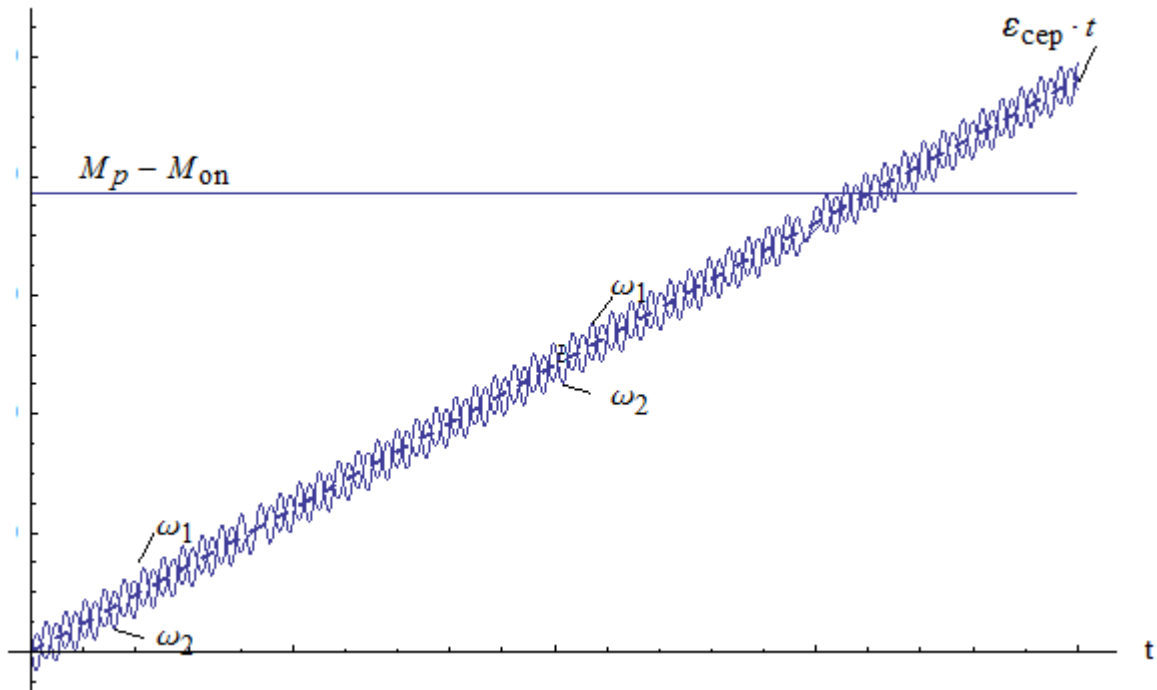


Рис. 1 - Залежність $M(t)$, $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$.

Таким чином, у режимах пуску системи за умови $M_p = \text{const}$, $M_{on} = \text{const}$, у ній виникають коливання частот ω_1 й ω_2 , які мають дві складові: 1) лінійно зростаюча у часі $\propto \varepsilon_{сер}$; 2) коливна, що реалізується навколо першої складової з частотою Ω_{12} й амплітудою $A_{1,2}$, відповідно (для $\omega_1 \rightarrow A_1$; для $\omega_2 \rightarrow A_2$). Значення амплітуд $A_{1,2}$ визначається наступним співвідношенням:

$$A_1 = \left[\left(\frac{\gamma \cdot M_p}{(M_p - M_{on})} - 1 \right) \cdot \Omega_{12}^{-1} \right] \cdot \varepsilon_{сер}; A_2 = \frac{J_1 \cdot \varepsilon_{сер}}{c} \cdot \left[\left(1 - \gamma \cdot \frac{M_p}{(M_p - M_{on})} \right) \Omega_{12} \right] \quad (12)$$

Якщо враховувати дисипативні процеси, котрі завжди присутні у реальній системі, тоді «серпантин» на рис. 1 матиме затухаючий вид і закон руху $\omega_1(t)$ й $\omega_2(t)$ при $t \rightarrow \infty$ зведеться до: $\omega_{1,2} = \varepsilon_{сер} \cdot t$.

2. Лінійна динамічна система регулювання зі зворотнім зв'язком.

Розглянемо найпростішу систему регулювання зі зворотнім зв'язком (рис. 2) [7]. Тут O – лінійний динамічний об'єкт мехатронної системи управління x одним входом й одним вихідним каналом. Закономірна частина об'єкта описується (у області лапласових зображень) рівнянням:

$$y(p) = Y(p) \cdot u(p), p = \frac{d}{dt}, \quad (13)$$

де $y(p)$ й $u(p)$ – зображення сигналів $y(t)$ та $u(t)$ відповідно; $Y(p)$ – передавальна функція розміщеного об'єкта. Якщо останній описується диференціальним рівнянням q -го порядку, тоді $Y(p)$ – дробова раціональна функція від p :

$$Y(p) = \frac{b_0 + b_1 \cdot p + \dots + b_r \cdot p^r}{a_0 + a_1 \cdot p + \dots + a_q \cdot p^q}, 0 \leq r \leq q. \quad (14)$$

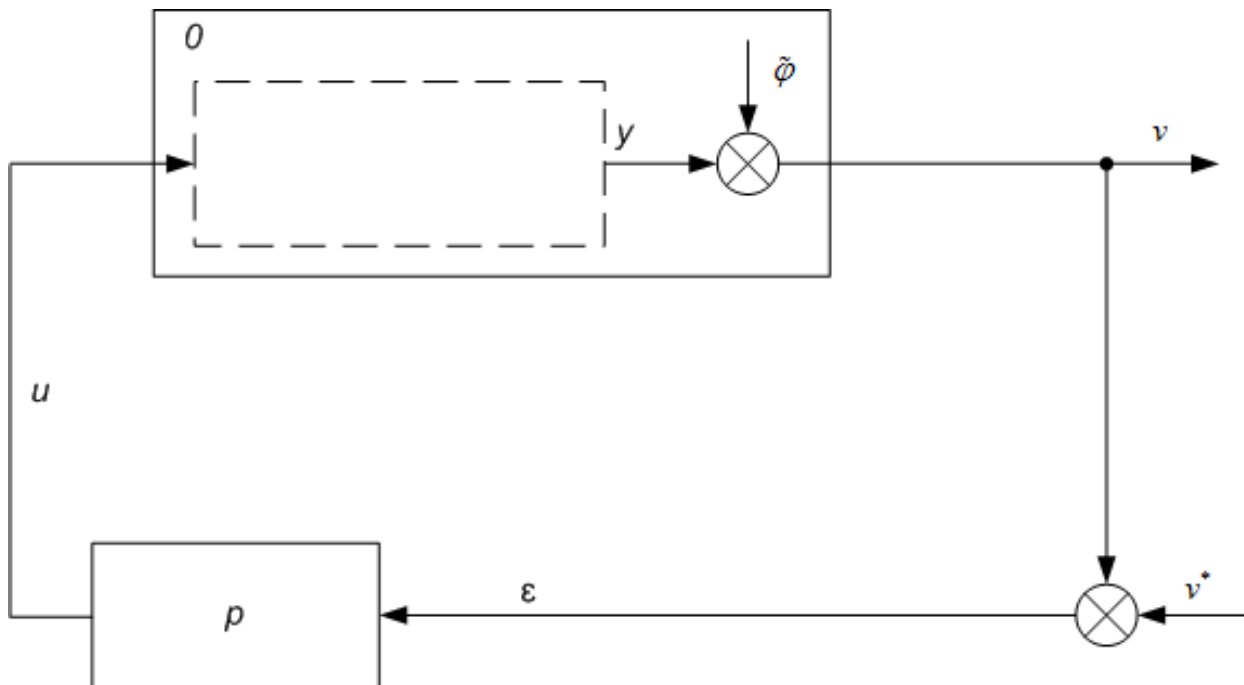


Рис. 2 - Система регулювання зі зворотнім зв'язком

У (14) $a_i (i = \overline{0, q})$ й $b_i (i = \overline{0, r})$ - дійсні коефіцієнти, причому вважаємо, що значення коефіцієнта a_i задовольняють вимогам стійкості передавальної системи (14).

Призначення системи (рис. 2) – стабілізувати вихідний сигнал v від впливу збурень ззовні, причому при розгляді роботи системи можна без втрати узагальнення вважати, що всі ці впливи/збурення не є спостережуваними.

Вказана задача розв'язується за допомогою лінійного регулятора P , рівняння котрого у області зображень має вид:

$$u(p) = Y_{pez}(p) \cdot [v^*(p) - v(p)] I, \quad (15)$$

де $Y_{pez}(p)$ - передавальна функція регулятора; $v^*(p)$ та $v(p)$ – зображення по Лапласу бажаного та фактичного значень вихідного сигналу об'єкта. Замикання об'єкту (13) зворотнім зв'язком (15) описується загальновідомою у теорії автоматичного регулювання формулою:

$$v_z(p) = \frac{Y_{pez}(p) \cdot Y(p)}{1 + Y_{pez}(p) \cdot Y(p)} \cdot v^*(p) + \frac{1}{1 + Y_{pez}(p) \cdot Y(p)} \cdot \tilde{\varphi}(p), \quad (16)$$

де $\tilde{\varphi}(p)$ - зображення випадкової складової вихідного сигналу розімкненого об'єкта; $v_s(p)$ - зображення сигналу на виході замкнутої системи. Таким чином, похибка системи на рис. 2:

$$\varepsilon(p) \equiv v_s(p) - v^*(p) = Z_\varepsilon(p) \cdot [\tilde{\varphi}(p) - v^*(p)], \quad (17)$$

де $Z_\varepsilon(p)$ - передавальна функція похибки:

$$Z_\varepsilon(p) = \frac{1}{1 + Y_{pez}(p) \cdot Y(p)}. \quad (18)$$

Амплітудно-частотну характеристику похибки (17) позначимо як $|\varepsilon(j\omega)|$, де $j^2 = -1$ та:

$$|\varepsilon(j\omega)| = \sqrt{\varepsilon(j\omega) \cdot \varepsilon(-j\omega)}. \quad (19)$$

Задача конструювання замкнутої системи на рис. 2 зводиться до вибору такої передавальної функції $Y_{pez}(p)$, котра забезпечує мале значення $|\varepsilon(j\omega)|$ в усьому діапазоні частот ω (від $\omega = -\infty$ до $\omega = +\infty$). Якщо відволікатися від питань технічної реалізації такого регулятора, то способи та якість вирішення такої задачі повністю визначаються наявною відтвореною моделлю $\tilde{Y}(p)$ передавальної функції (14). Проілюструємо цю думку на наступному варіанті побудови регулятора.

Вважаємо, що наявна оцінка $\tilde{Y}(p)$ співпадає з передавальною функцією (14) з точністю до довільного додатного коефіцієнта пропорційності k , тобто:

$$\tilde{Y}(p) = k \cdot Y(p). \quad (20)$$

Тоді задаючи передавальну функцію регулятора у вигляді:

$$Y_{pez}(p) = \frac{k_{pez}}{\tilde{Y}(p)}, \quad (21)$$

де k_{pez} - коефіцієнт підсилення, матимемо на основі (17)-(20):

$$|\varepsilon(j\omega)| = \frac{k}{k + k_{pez}} \cdot |\tilde{\varphi}(j\omega) - v^*(j\omega)| \leq \frac{k \cdot (|\tilde{\varphi}(j\omega)| + |v^*(j\omega)|)}{(k + k_{pez})}. \quad (22)$$

Тут $|\tilde{\varphi}(j\omega)|$ та $|v^*(j\omega)|$ - амплітудно-частотні характеристики відповідних сигналів. Таким чином, якщо ці характеристики обмежені, тоді шляхом збільшення коефіцієнта підсилення k_{pez} можна досягти рівномірної збіжності $|\varepsilon(j\omega)|$ до нуля на всій вісі частот ω .

Висновки

1. Обґрунтована математична модель коливань молотильного барабана зернозбирального комбайна у режимах його пуску (в межах моделі двомасової системи з пружним зв'язком). Ідентифіковані основні параметри коливань як двигуна, так і власне молотильного барабана.

2. Запропонована схема лінійного регулятора зі зворотнім зв'язком у мехатронній системі управління обертальним рухом барабана, який має характеристики регулювання, котрі забезпечують рівномірну збіжність до нуля похибки системи (за наявності випадкових її збурень ззовні) в усьому діапазоні частот коливань ω .

3. Отримані у роботі результати можуть слугувати у подальшому для уточнення та вдосконалення існуючих методів проектування та конструювання подібних систем зернозбиральних комбайнів, а також для оптимізації відповідних систем мехатронного управління обертальними рухами барабана за допомогою лінійного регулятора зі зворотнім зв'язком, що суттєво підвищує якість подібних рухів і зменшує прояв небажаних коливань молотильного барабана під час його пуску і при наявності випадкових зовнішніх збурень.

Література

1. Радин В.В. К вопросу о неголономной святи в приводе молотильного барабана зерноуборочного комбайна в режиме разгона / В.В. Радин, С.В. Курчук, М.С. Гнутов // Вестник ДГТУ. – 2008. – Т. 8. – С. 317-323.

2. Алферев С.А. Исследование динамики привода зерноуборочного комбайна / С.А. Алферев // Земледельческая механика. – М., 1966. – Т. IX. – С. 4–21.

3. Збігнев К. Визначення масового моменту барабана зернозбирального комбайна / Збігнев К., Томаш З. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 3. – С. 164–170.

4. Липкович Э.И. Аналитические основы исследования процесса обмолота и сепарации зерна молотильным аппаратом зерноуборочного комбайна / Э.И. Липкович // Земледельческая механика. – М., 1971. – Т. XIII. – С. 225–236.

5. Ловейкін В. С. Уточнена модель динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК . - 2014. - Вип. 196(3). - С. 82-92.

6. Ключев В.И. Теория электропривода / В.И. Ключев. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.

7. Перельман И.И. Оперативная идентификация объектов управления / И.И. Перельман. – С.: Энергоатомиздат, 1982. – 272 с.

Аннотация.

**МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЯ
МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ:
ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕБАНИЙ ПОВОДУ И ИХ
ЛИНЕЙНЫЙ РЕГУЛЯТОР С ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ**

Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В., Ляшко А.П.

Предложена и обоснована модель, которая описывает колебания молотильного барабана зерноуборочного комбайна, взаимодействующего с двигателем. Идентифицированы основные параметры колебаний привода двигателя в рамках модели двух масс с упругой связью. Для стабилизации движения барабана и уменьшения влияния внешних возмущений в мехатронной системе управления его вращением определены параметры линейного динамического регулятора с обратной (отрицательной) связью.

Abstract.

**MECHATRONIC MANAGEMENT SYSTEM ROTATION BEATER
COMBINE HARVESTER: IDENTIFICATION PARAMETERS AND
FLUCTUATIONS ON LINEAR REGULATOR FEEDBACK**

V. Loveykin, Y. Chovnyuk, A. Lyashko

The model that describes vibration of threshing drum in combine harvester, which interacting with the engine is proposed and substantiated. Critical parameters of vibration in engine's drive (the model with two mass and spring linkages) are identified. Parameters of linear dynamic regulator with feedback are defined for stabilization motion of drum and minimization external disturbance in mechatronic control system.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З УНІВЕРСАЛЬНИМ РЕГУЛЯТОРОМ ШВИДКОСТІ

Назаренко О.О., к.т.н.

Полтавська державна аграрна академія

Викладено результати експлуатаційних досліджень динаміки машинно-тракторного агрегату (МТА) на базі колісного трактора тягового класу 30 кН. Обґрунтовано раціональний спосіб регулювання паливоподачі при розгоні транспортного МТА, який вперше враховує навантаження двигуна трактора і положення важеля керування паливним насосом високого тиску.

Постановка проблеми. Сучасні МТА – це складні енергонасичені комплекси, які є одними з основних споживачів паливно-енергетичних ресурсів. Проблема зменшення запасів паливно-енергетичних ресурсів в свою чергу має велике економічне значення. Тому покращення паливної економічності енергетичних засобів є суттєвим резервом економії рідкого палива, зокрема в аграрному секторі економіки України.

Серед методів підвищення паливної економічності та експлуатаційних властивостей МТА є вибір оптимальних характеристик паливоподачі дизеля в процесі експлуатації і адаптація його до експлуатаційних умов. Вибір оптимального режиму роботи дизеля можна оцінити ступенем експлуатаційного навантаження або ступенем використання потужності.

Таким чином, застосування на колісних тракторах автоматичних ресурсозберігаючих систем регулювання паливоподачі, які дозволяли б без зупинки МТА і втручання людини автоматично змінювати всережимне регулювання на дворезимне і навпаки, є актуальним та перспективним науково-прикладним завданням для механізації сільськогосподарського виробництва України.

Аналіз досліджень. Проведений аналіз наукових досліджень з питань ефективного використання МТА на базі колісних тракторів, шляхом підвищення експлуатаційних показників, показав, що транспортні роботи та поверхневий обробіток ґрунту складають 55...85% при навантаженні двигуна до 60% [1, 2]. На транспортних роботах, частка яких складає більше 40%, для двигунів колісних тракторів характерні неусталені режими, коли часто і швидко змінюється швидкість та навантаження. При цьому двигуни енергетичних засобів при виконанні технологічних операцій, як правило, працюють на часткових навантаженнях.

Часткові характеристики двигуна залежать від типу регулятора та положення важеля керування подачею палива [3]. Тип регулятора повинен визначатися на основі аналізу умов роботи дизеля в експлуатації.

Розроблені універсальні регулятори як з ручним, так і з автоматичним переключенням режимів регулювання [4, 5].

Недоліком розроблених універсальних регуляторів є відсутність надійної та ефективної системи регулювання паливоподачі в залежності від навантаження МТА, яку б можна було застосовувати на серійному дизелі колісного трактора, що знаходиться в експлуатації.

Постановка завдання. Покращення динамічних характеристик та зниження експлуатаційної витрати палива колісних тракторів шляхом обґрунтування автоматичного регулювання паливоподачі в залежності від навантаження МТА.

Результати досліджень. Для проведення експериментальних досліджень на кафедрі енергетичних засобів та сільськогосподарського обладнання Полтавської державної аграрної академії був виготовлений експериментальний зразок універсального регулятора з системою регулювання паливоподачі для паливного насоса НД 22/6Б4.

Перевірка працездатності паливного насоса, обладнаного системою регулювання паливоподачі з автоматичним переключенням програми регулювання, безмоторні характеристики паливного насоса, правильність розробленої методики кінематичного та статичного розрахунку системи регулювання паливоподачі універсального регулятора визначені лабораторними дослідженнями [6].

Для визначення ефективності застосування системи автоматичного регулювання паливоподачі в залежності від навантаження МТА на базі колісного трактора тягового класу 30 кН були проведені дорожньо-польові випробування [7].

Важливою динамічною характеристикою трактора, що визначає ефективність введення системи регулювання паливоподачі тракторного дизеля з універсальним регулятором є час рушання і розгін тракторного агрегату із переключенням передач трактора з моменту включення зчеплення до моменту досягнення швидкості руху при заданій частоті обертання колінчастого вала двигуна [8].

Для визначення швидкісних характеристик транспортного МТА проводилися експериментальні дослідження згідно з ГОСТ 22576-90.

Для характеристики динамічних якостей транспортного МТА при розгоні досліджувалися:

- 1) розгін МТА з місця із переключенням передач;
- 2) довжина пробігу по вимірювальній ділянці від місця розгону до швидкості при номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна на вищій передачі;
- 3) тривалість розгону в секундах.

При дослідах дотримувалися наступні вимоги:

- рушання з місця відбувалося на I передачі транспортного діапазону;
- педаль зчеплення відпускалася швидко до положення, в якому зчеплення починає вмикатися. Одночасно плавно збільшувалася подача палива, після чого зчеплення повністю виключалося;
- переключення передач здійснювалося при досягненні номінальної частоти обертання двигуна 2100 хв^{-1} . Коробка передач, за допомогою

гідронатискних фрикційних муфт, забезпечувала переключення передач на ходу без розриву потоку потужності;

– розгін відбувався при повній подачі палива.

При визначенні швидкісної характеристики фіксувався час проїзду, швидкість, шлях, пройдений МТА. Досліди проводилися на рівній горизонтальній асфальтобетонній дорозі довжиною 1865 м. Маса вантажу складала 7926 кг.

Після рушання з місця розгін проводився з переключенням передач у висхідному порядку. Час і шлях розгону на кожній передачі заносилися в протокол досліджень. Експеримент проводився до тих пір, доки транспортний МТА не досягне швидкості 28 км/год. (рис. 1).

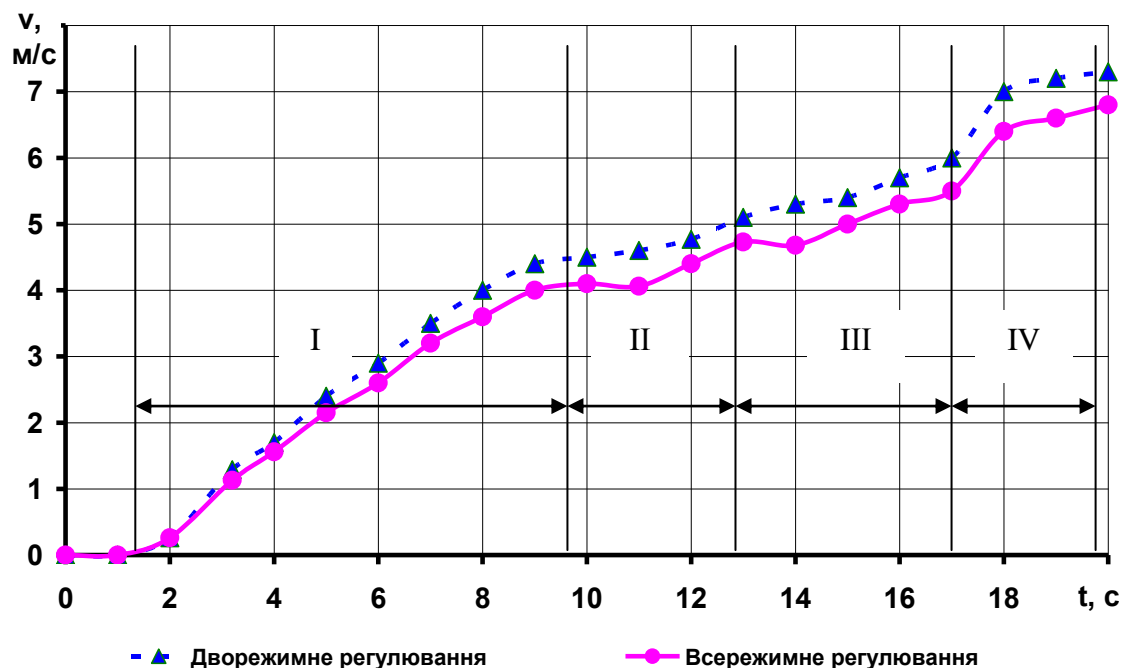


Рис. 1 - Швидкісна характеристика транспортного МТА на базі трактора Т-150К з розробленою системою регулювання паливopoдaчі

Покращення динамічних якостей транспортного МТА при дворежимному регулюванні, порівняно із всережимним, пояснюється тим, що при всережимному регулюванні при різкому і повному переміщенні важеля керування подачею палива на розгін тракторного дизеля впливає наявність пружного зв'язку у вигляді пружини між педаллю керування та дозатором ПНВТ.

Пружний зв'язок впливає на запізнення переміщення дозатора ПНВТ від переміщення педалі керування, оскільки частина ходу педалі керування затрачається на розтягування пружини регулятора, а при дворежимному регулюванні відбувається безпосередній вплив на дозатори паливного насоса.

При початковій фазі розгону трактора в камері згоряння дизеля, при всережимному регулюванні, утворюється Perezбагачена паливно-повітряна

суміш, внаслідок чого відбувається зниження динамічних показників транспортного МТА.

Під час дослідів також відмічено, що дослідна система регулювання паливоподачі при дворезимному регулюванні забезпечує стійку роботу дизеля при мінімальній частоті обертання холостого ходу 700 хв^{-1} , тоді як при всережимному регулюванні за тих же умов частота обертання склала 800 хв^{-1} .

Висновки. Експериментальними дослідженнями встановлено, що при дворезимному регулюванні пройдений шлях та час розгону МТА з місця до усталеного руху на IV передачі складає відповідно 132,4 м і 18,8 с, що на 13,3% і 11,4% є меншим у порівнянні зі всережимним регулюванням. При дворезимному регулюванні динамічні характеристики МТА покращуються.

Застосування системи регулювання паливоподачі із дворезимно-всережимним регулюванням ПНВТ НД 22/6Б4, яка забезпечує при всережимному регулюванні вихід регуляторних характеристик на коректорну ділянку зовнішньої характеристики при оптимальному навантаженні двигуна на часткових режимах знижує експлуатаційну витрату палива на 4,6...6,1% при транспортних роботах.

Список використаних джерел.

1. Балюк Б.К. Исследование некоторых эксплуатационных режимов работы дизелей СМД-62 на тракторах Т-150К / Б.К. Балюк, Г.С. Крючков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1980. - № 7. – С. 8-9.
2. Зоробян С.Р. Оптимизация системы регулирования тракторной моторной установки / С.Р. Зоробян, П.Д. Лупачев, А.В. Кирилюк, А.И. Цыплаков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1989. – № 7. – С. 14-16.
3. Головчук А.Ф. Исследование регуляторов скорости автотракторных и комбайновых дизелей / А.Ф. Головчук // Двигателестроение. – 1984. – № 8. – С. 27-29.
4. Долганов К.Е. Однорежимно-всережимный регулятор частоты вращения для тракторного дизеля / К.Е. Долганов, И.Е. Каньковский, В.И. Романюк, А.Ф. Головчук // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1985. – № 8. – С. 11-15.
5. Патент на винахід № 80173 України, МПК F02D1/04. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згорання / А.Ф. Головчук, О.О. Назаренко, В.М. Арендаренко, Р.М. Харак, (Україна). – № а200506268; Заявл. 24.06.05; Опубл. 27.08.07. – Бюл. № 13.
6. Головчук А.Ф. Розробка та дослідження системи переключення режимності роботи двигуна колісних тракторів / А.Ф. Головчук, Р.М. Харак, О.О. Назаренко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип.40. – С. 11-16.
7. Назаренко О.О. Результати досліджень експлуатаційних показників машинно-тракторних агрегатів. / О.О. Назаренко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Проблеми технічної експлуатації машин” “Системотехніка і технології лісового комплексу” – Харків, 2010. – Вип. 94.– С. 137-141.
8. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторных дизелей путем совершенствования системы автоматического регулирования: монография / А.Ф. Головчук. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – 472 с.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С УНИВЕРСАЛЬНЫМ РЕГУЛЯТОРОМ СКОРОСТИ

Назаренко А.А.

Изложены результаты эксплуатационных исследований динамики машинно-тракторного агрегата на базе колесного трактора тягового класса 30 кН. Предложен рациональный способ регулировки топливоподачи при разгоне транспортного МТА, который впервые учитывает нагрузку двигателя трактора и положение рычага управления топливным насосом высокого давления.

Abstract

RESEARCH OF THE MACHINE TRACTOR UNIT DYNAMICS WITH THE UNIVERSAL SPEED REGULATOR

A. Nazarenko

We state the results of the operational researches of the machine tractor unit dynamics based on a wheel tractor of the traction class 30 kN. We propose a rational way of adjusting fuel supply during acceleration of MTU, which, for the first time, considers charging of the tractor engine and the position of the steering level for the high pressure fuel pump.

РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗГОНУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З БЕЗСТУПІНЧАСТОЮ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

Кожушко А. П., аспірант

*Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»*

В роботі наведені результати теоретичного дослідження процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Vario з безступінчастою гідрооб'ємно-механічною трансмісією при виконанні технологічної операції «оранка» з різними законами зміни: коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі, сили тяги на гаку. В ході теоретичного дослідження також встановлюється вплив зміни робочих об'ємів гідромоторів на такі показники, як перепад робочого тиску в гідрооб'ємній передачі, потужність двигуна внутрішнього згорання, коефіцієнту корисної дії трансмісії та буксування коліс трактора при виконанні технологічної операції «оранка» в процесі розгону колісного трактору.

Ключові слова: колісний трактор, розгін, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, оранка, буксування.

Вступ. Однією з найбільш важливих задач сільськогосподарського виробництва є підвищення ефективності роботи колісного трактора при виконанні технологічних операцій, за рахунок обрання ефективних законів керування колісним трактором, які впливають на зниження енергетичних втрат.

Аналіз останніх досягнень і публікацій

Існує ряд публікацій [1 – 2] присвячених розгляду питань пов'язаних з роботою колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічною трансмісією (ГОМТ). Зокрема, в роботі [2] ідентифіковані основні параметри трансмісії, типорозмір гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП) і т.д.

Процес розгону колісного трактора при виконанні технологічної операції «оранка» моделюється на основі публікацій [3 – 7]. Зокрема, матеріали з роботи [5 – 6] будуть використовуватись для складання математичної моделі двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), яка буде враховувати завантаження двигуна внутрішнього згорання по крутному моменту, частоті обертання колінчастого валу, а також закон зміни коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива. На основі робіт [3 – 4] буде моделюватись математична модель трансмісії, яка описуватиме динамічні процеси в ГОМТ та враховуватиме закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП. В даній роботі також використовуватимуться доволі розповсюджені математичні моделі, що наведені в публікаціях [3 – 4, 7], які описують взаємодію коліс з опорною поверхнею.

Мета та постановка завдань

Метою даної роботи є аналіз результатів теоретичного дослідження процесу розгону трактора з безступінчастою ГОМТ.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

– визначити вплив законів зміни: коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин ГОП, сили тяги на гаку, робочих об'ємів гідромоторів на показники перепаду робочого тиску в ГОП, потужності ДВЗ, коефіцієнту корисної дії (ККД) трансмісії та буксування коліс трактора при виконанні технологічної операції «оранка»;

– розглянути та проаналізувати розгін трактора при виконанні технологічної операції «оранка».

Результати теоретичного дослідження процесу розгону колісного трактора з безступінчастою гідрооб'ємно-механічною трансмісією

В ході теоретичного дослідження процесу розгону використовується колісний трактор Fendt 936 Vario, який оснащується ДВЗ потужністю 265 кВт та при цьому має оберти колінчастого валу 2200 об/хв., а також радіуси передніх коліс $r_{k1} = 0,8$ м, задніх коліс $r_{k2} = 0,98$ м, та має масу трактора 10830 кг.

За допомогою системи Matlab підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink (рис. 1) складена програмна реалізація математичної моделі процесу розгону колісного трактора. Дана програмна реалізація дозволяє змоделювати розгін трактора з навісним обладнанням та без нього (блок «Навісне обладнання») при різних кутах підйому земельної поверхні, змінювати параметри трансмісії (блок «Математична модель ГОМТ»), змінювати характеристики двигуна внутрішнього згорання (блок «Математична модель двигуна»), змінювати силу тяги на гаку (блок «Навісне обладнання») і т.п. Також слід зазначити, що змінювати час процесу розгону, відповідно швидкість руху та значення сили тяги на гаку можна за допомогою блоків «Закон зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП (гідронасосу $e_1(t)$ та гідромотору $e_2(t)$)», «Закон зміни коефіцієнту $\varepsilon_r(t)$, котрий характеризує положення органу керування подачею палива» та «Закон зміни сили тяги на гаку», який залежить від зміни коефіцієнту $h_p(t)$, котрий характеризує процес заглиблення плуга в ґрунт, в процесі виконання технологічної операції «оранка».

Результати теоретичного дослідження процесу розгону колісного трактору Fendt 936 Vario будуть розглядатися з законами зміни: коефіцієнту $\varepsilon_r(t)$, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_1(t)$ та $e_2(t)$, сили тяги на гаку (коефіцієнту $h_p(t)$), котрі будуть мати різний час зміни. Таким чином в табл. 1 наводяться чотири варіанти, протягом яких буде змінюватись закони зміни.

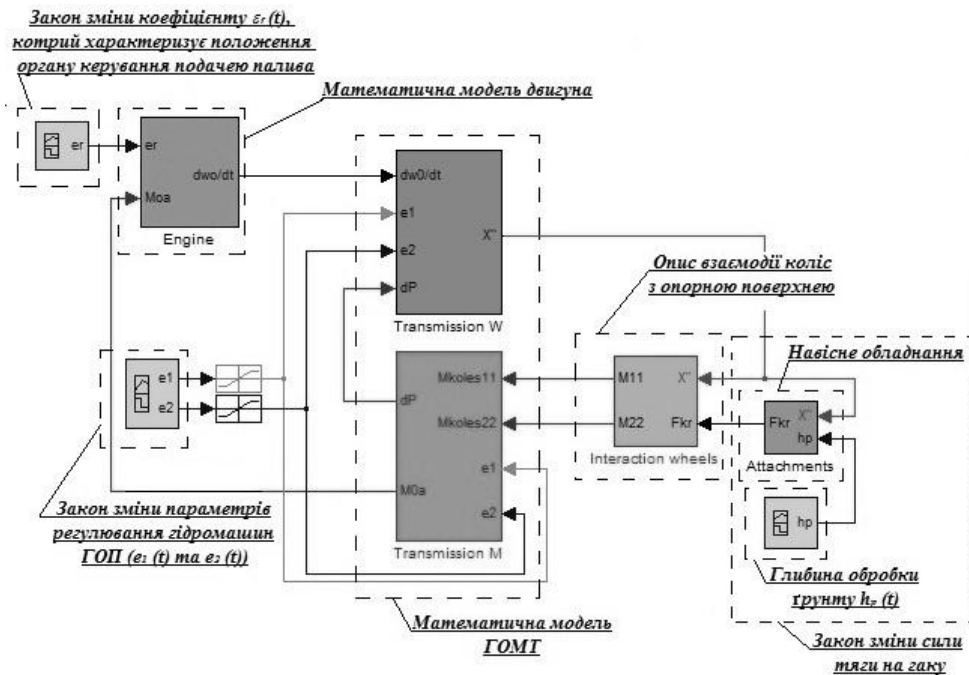


Рис. 1 - Програмна реалізація математичної моделі в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink

Таблиця 1

Варіанти законів зміни колісного трактора Fendt 936 Vario в процесі розгону

Варіанти	Час, за який буде відбуватися зміна законів, с.		
	Коефіцієнту $\varepsilon_r(t)$	Параметрів $e_1(t)$ та $e_2(t)$	Коефіцієнту $h_p(t)$
I	200		100
II	100		50
III	20		10
IV	10		5

Закони зміни коефіцієнту $\varepsilon_r(t)$, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, буде змінюватись в межах $\varepsilon_r \in [0,46; 1]$ в I варіанті (рис. 2 (а)) за період $t \in [0; 200]$ с., в II варіанті (рис. 2 (б)) за період $t \in [0; 100]$ с., в III варіанті (рис. 2 (в)) за період $t \in [0; 20]$ с., в IV варіанті (рис. 2 (г)) за період $t \in [0; 10]$ с.

Параметри $e_1(t)$ та $e_2(t)$, які характеризують закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, змінюються в межах $e_1 \in [0,13; 1]$ та $e_2 \in [1; 0,09]$ в I варіанті (рис. 3 (а)) за період $t_1 \in [0; 100]$ с. та $t_2 \in [100; 200]$ с., в II варіанті (рис. 3 (б)) за період $t_1 \in [0; 50]$ с. та $t_2 \in [50; 100]$ с., в III варіанті (рис. 3 (в)) за період $t_1 \in [0; 10]$ с. та $t_2 \in [10; 20]$ с., в IV варіанті (рис. 3 (г)) за період $t_1 \in [0; 5]$ с. та $t_2 \in [5; 10]$ с.

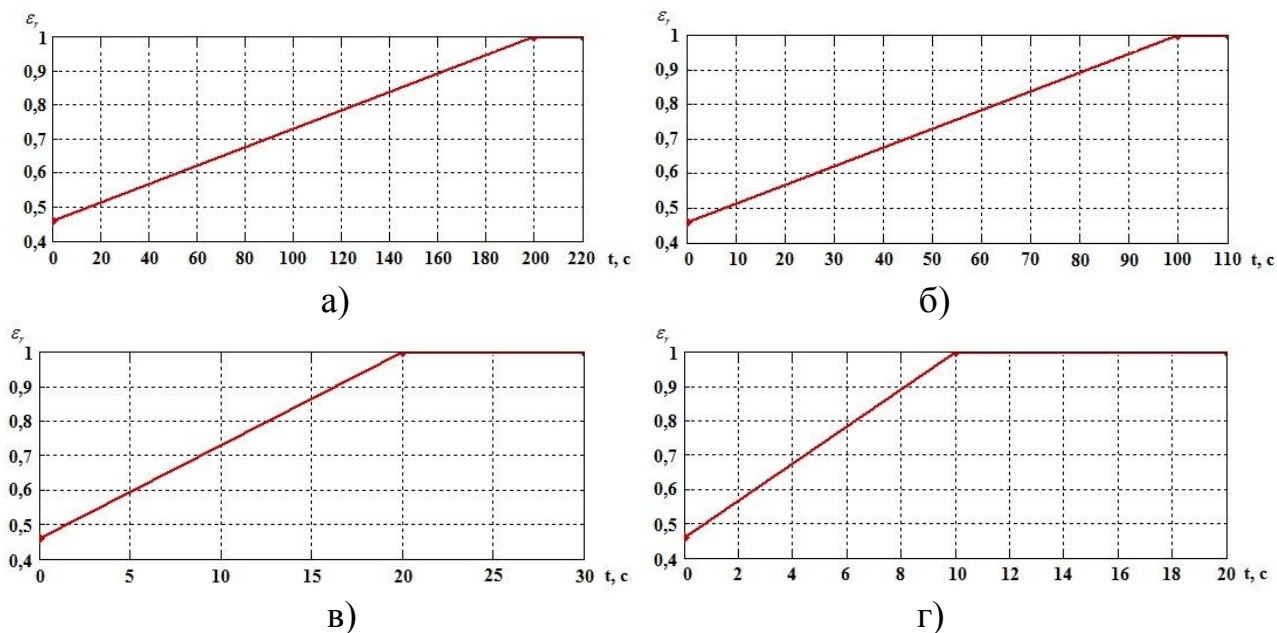


Рис. 2 - Закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, котрі характеризують положення органу керування подачею палива та мають залежність коефіцієнтів ε_r від часу t :

а – I варіант; б – II варіант; в – III варіант; г – IV варіант.

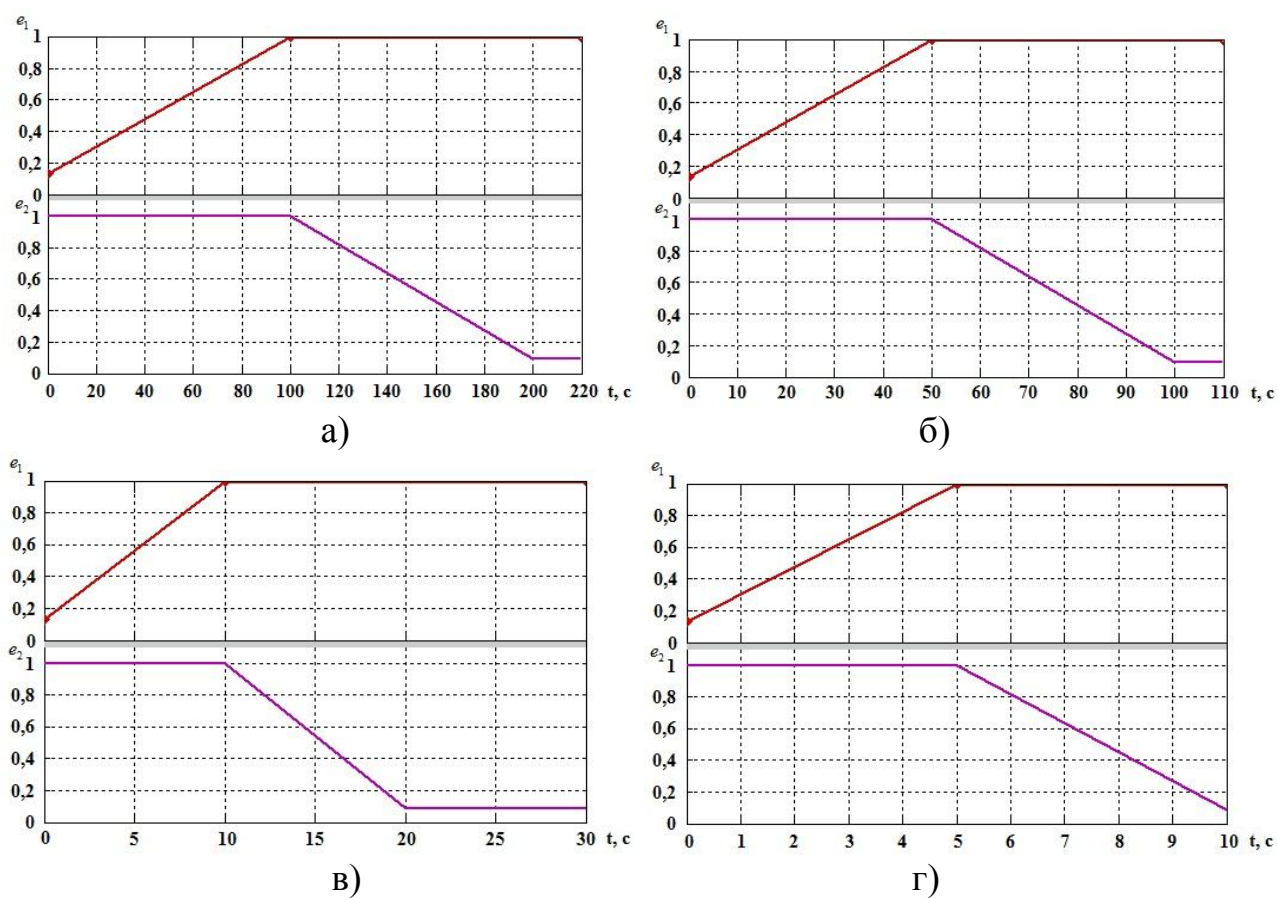


Рис. 3 - Закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_1(t)$ та $e_2(t)$ (залежність параметрів e_1, e_2 від часу t):

а – I варіант; б – II варіант; в – III варіант; г – IV варіант.

Коефіцієнт $h_p(t)$, який характеризує процес заглиблення плуга в ґрунт та, відповідно, і закон зміни сили тяги на гаку, змінюється в межах $h_p \in [0; 1]$ в I варіанті (рис. 4 (а)) за період $t \in [0; 100]$ с., в II варіанті (рис. 4 (б)) за період $t \in [0; 50]$ с., в III варіанті (рис. 4 (в)) за період $t \in [0; 10]$ с., в IV варіанті (рис. 4 (г)) за період $t \in [0; 5]$ с.

В зв'язку з тим, що трактор буде досягати швидкості 10 км/год, а максимальна глибина обробки ґрунту складатиме $h_{II} = 0,28$ м при виконанні технологічної операції «оранка», максимальне значення сили тяги на гаку буде дорівнювати $F_{kp} = 54,5$ кН.

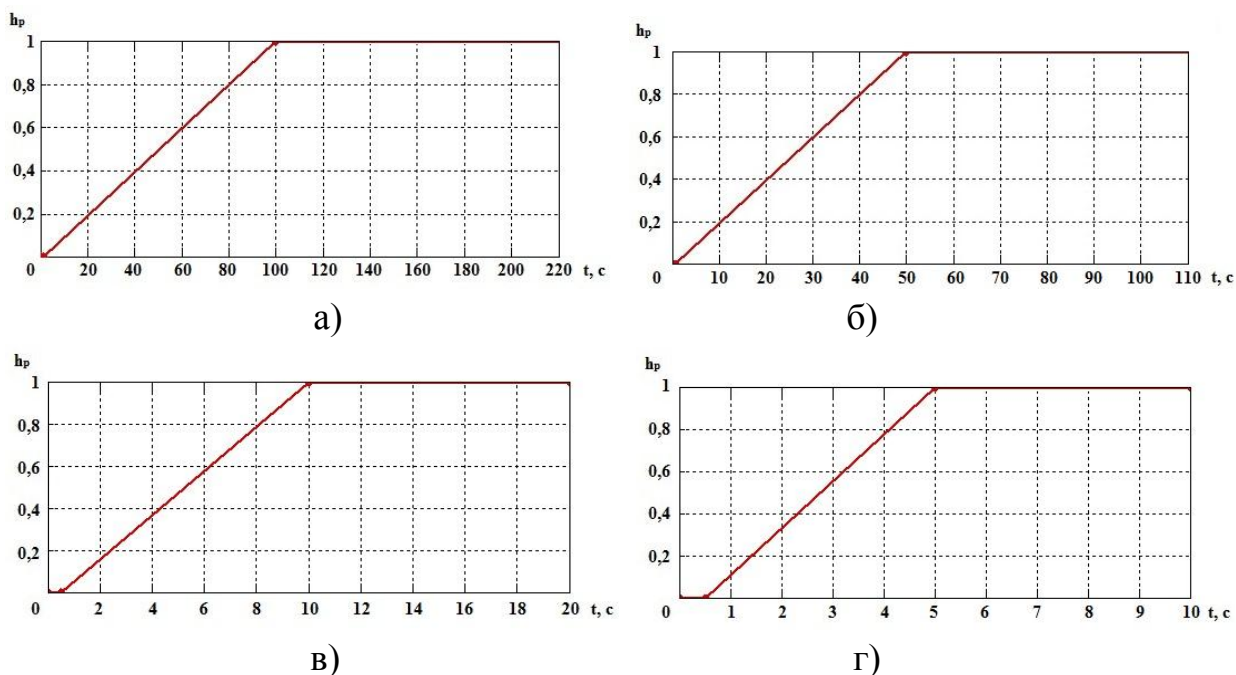
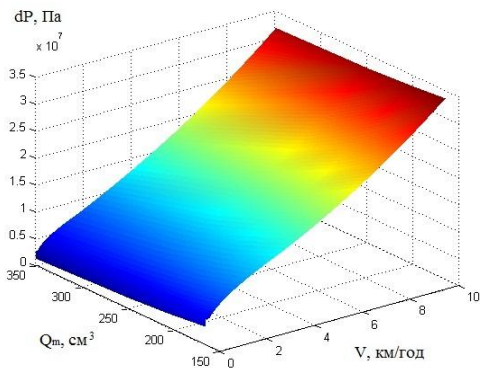
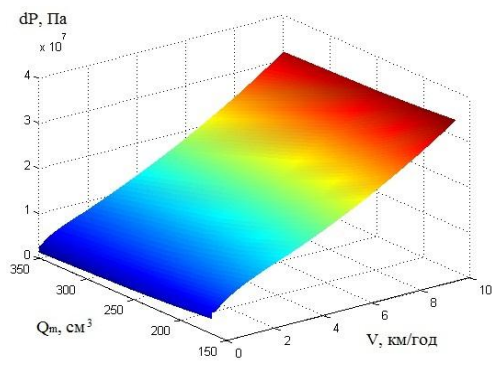


Рис. 4 - Закони зміни сили тяги на гаку $h_p(t)$ (залежність коефіцієнтів h_p від часу t):
а – I варіант; б – II варіант; в – III варіант; г – IV варіант.

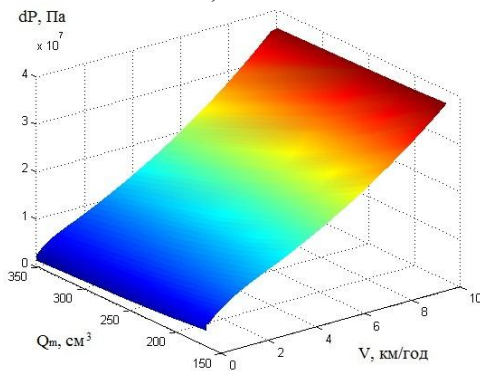
Результати моделювання в ході теоретичного дослідження процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Varjo при виконанні технологічної операції «оранка» та при законах зміни: коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, котрі характеризують положення органу керування подачею палива (рис. 2), параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_1(t)$ та $e_2(t)$ (рис. 3), сили тяги на гаку, за допомогою коефіцієнту $h_p(t)$ (рис. 4), а також при різних робочих об'ємах гідромоторів Q_m (від 166 до 350 см³) та при змінній швидкості $V \in [0; 10]$ км/год, наведені на рис. 5 – 8.



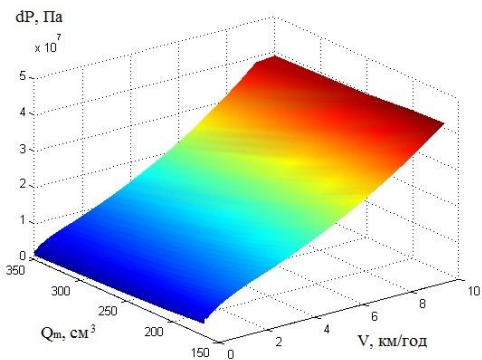
а)



б)

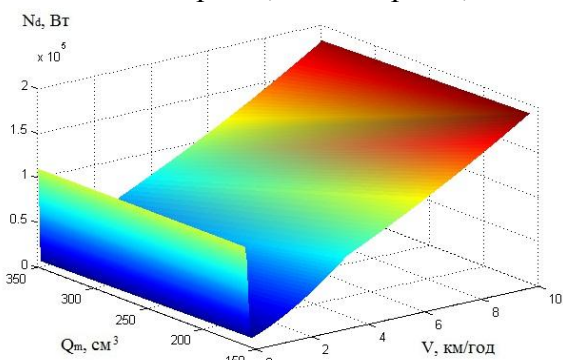


в)

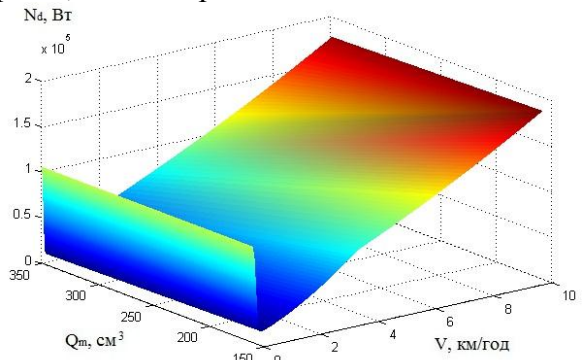


г)

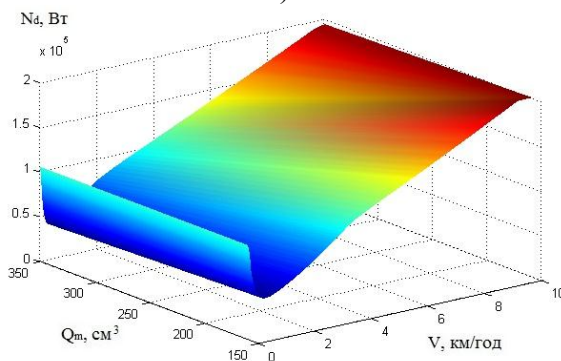
Рис. 5 - Поверхня перепаду робочого тиску в ГОП dP в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни (рис. 2 – 4): а – I варіант; б – II варіант; в – III варіант; г – IV варіант.



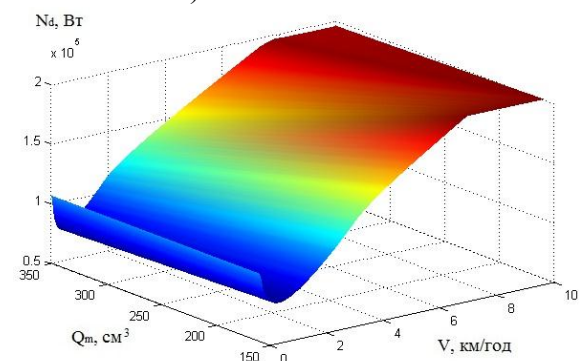
а)



б)

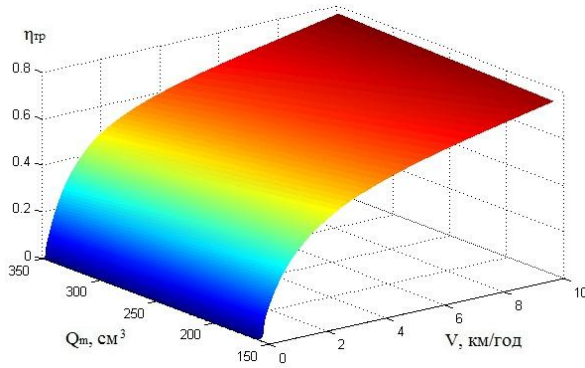


в)

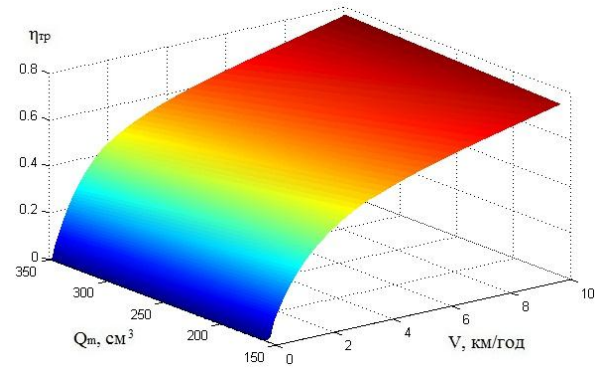


г)

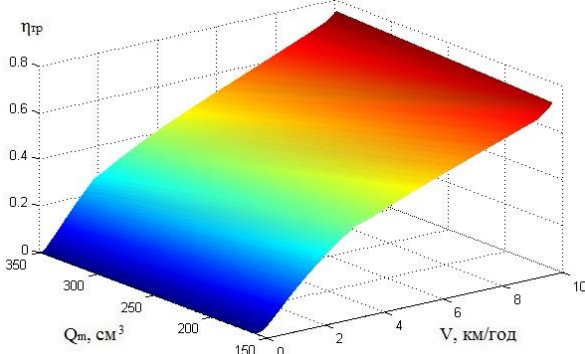
Рис. 6 - Поверхня потужності ДВЗ N_d в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни (рис. 2 – 4): а – I варіант; б – II варіант; в – III варіант; г – IV варіант.



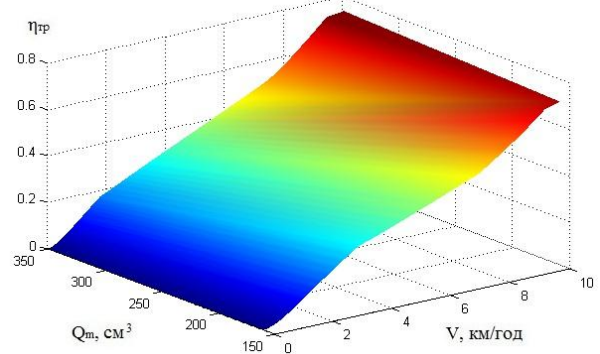
а)



б)

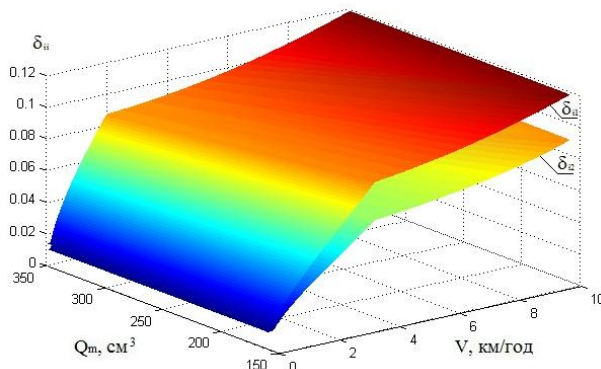


в)

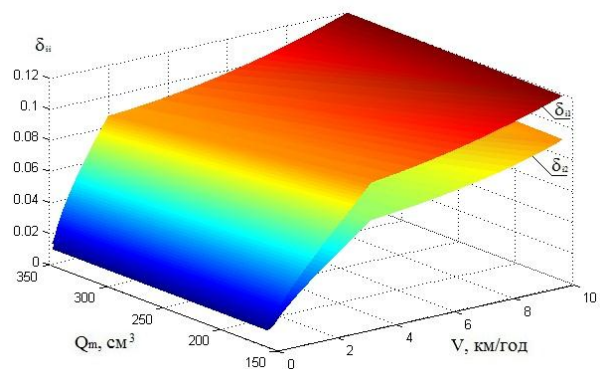


г)

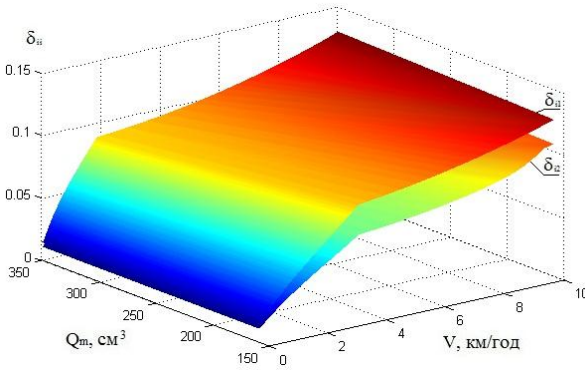
Рис. 7 - Поверхня ККД трансмісії $\eta_{тр}$ в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни (рис. 2 – 4):
а – I варіант; б – II варіант; в – III варіант; г – IV варіант.



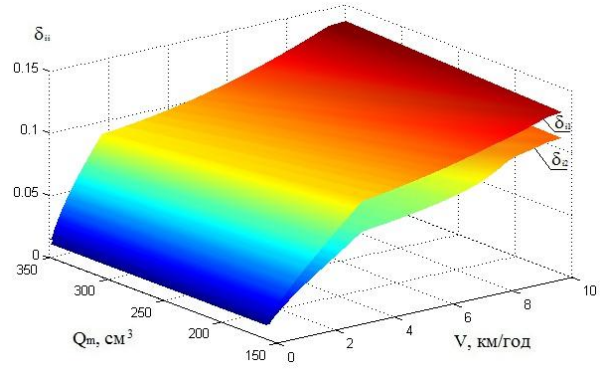
а)



б)



в)



г)

Рис. 8 - Поверхні буксування передніх δ_{i1} та задніх δ_{i2} коліс в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни (рис. 2 – 4):
а – I варіант; б – II варіант; в – III варіант; г – IV варіант.

В зв'язку з тим, що в ході теоретичного дослідження процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Varío при виконанні технологічної операції «оранка» обирається прямолінійний рух трактора та ідеальні умови роботи, то значення буксування на передніх колесах будуть однаковими, тобто $\delta_{11} = \delta_{21}$, а також на задніх колесах – $\delta_{12} = \delta_{22}$.

В результаті моделювання процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Varío було з'ясовано, що в залежності від законів зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$ та $h_p(t)$, параметрів $e_1(t)$, $e_2(t)$, відбувається наступне:

– при використанні регульованих гідромоторів максимальним об'ємом 350 см^3 замість 166 см^3 в I варіанті спостерігається: зниження перепаду робочого тиску в ГОП dP на 4,86 %; зниження потужності ДВЗ N_d на 3,27 %; підвищення ККД трансмісії η_{TP} на 3,54 %; підвищення буксування передніх коліс δ_{i1} на 0,34 %, задніх коліс δ_{i2} на 0,78 %; підвищення часу розгону на 8,33 %;

– при використанні регульованих гідромоторів максимальним об'ємом 350 см^3 замість 166 см^3 в II варіанті спостерігається: зниження перепаду робочого тиску в ГОП dP на 3,82 %; зниження потужності двигуна N_d на 3,28 %; підвищення ККД трансмісії η_{TP} на 4,61 %; підвищення буксування передніх коліс δ_{i1} на 1,01 %, задніх коліс δ_{i2} на 2,21 %; підвищення часу розгону на 8,28 %;

– при використанні регульованих гідромоторів максимальним об'ємом 350 см^3 замість 166 см^3 в III варіанті спостерігається: зниження перепаду робочого тиску в ГОП dP на 2,73 %; зниження потужності двигуна N_d на 2,57 %; підвищення ККД трансмісії η_{TP} на 5,99 %; підвищення буксування передніх коліс δ_{i1} на 4,01 %, задніх коліс δ_{i2} на 3,23 %; підвищення часу розгону на 7,89 %;

– при використанні регульованих гідромоторів максимальним об'ємом 350 см^3 замість 166 см^3 в IV варіанті спостерігається: зниження перепаду робочого тиску в ГОП dP на 4,05 %; зниження потужності двигуна N_d на 2,05 %; підвищення ККД трансмісії η_{TP} на 5,71 %; підвищення буксування передніх коліс δ_{i1} на 5,99 %, задніх коліс δ_{i2} на 4,73 %; підвищення часу розгону на 7,37 %;

– при використанні IV варіанту замість I варіанту для гідромоторів з робочим об'ємом $166 - 350 \text{ см}^3$, спостерігається: підвищення перепаду робочого тиску в ГОП dP на 23,93 – 25 %; підвищення потужності двигуна N_d на 10,59 – 12 %; зниження ККД трансмісії η_{TP} на 5,64 – 3,67 %; підвищення буксування передніх коліс δ_{i1} на 9,08 – 15,22 %, задніх коліс δ_{i2} на 20,56 – 25,28 %.

Висновки

При використанні гідромотору з робочим об'ємом 350 см^3 замість 166 см^3 , при різних законах зміни: коефіцієнту $\varepsilon_r(t)$, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання

гідромашин ГОП $e_1(t)$ та $e_2(t)$, сили тяги на гаку (коефіцієнту $h_p(t)$), відбувається зменшення значень перепаду робочого тиску в ГОП та потужності ДВЗ, а також підвищення ККД трансмісії та буксування, як передніх коліс, так і задніх.

Зменшення часу розгону колісного трактора з безступінчастою ГОМТ, за допомогою законів зміни: коефіцієнту $\varepsilon_r(t)$, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_1(t)$ та $e_2(t)$ та сили тяги на гаку (коефіцієнту $h_p(t)$), призводить до збільшення перепаду робочого тиску в ГОП, потужності ДВЗ, буксування коліс, а також зменшення ККД трансмісії за рахунок збільшення прискорення трактору.

Список використаних джерел

1. Самородов В.Б. Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних тракторів / В.Б. Самородов, В.В. Єпіфанов, А.І. Бондаренко // Вісник СевНТУ. – 2012. – № 135. – С. 244 – 247.
2. Самородов, В.Б. Анализ бесступенчатой трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario: что скрывается за рекламой? / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // “Тракторы и сельхозмашины”. – 2012. – № 6. – С. 48 – 52.
3. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісних тракторів серії Fendt 900 Vario / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2013. – № 1 (61). – С. 4 – 11.
4. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісного трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з гідрооб'ємно-механічною трансмісією / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2012. – № 6 (60). – С. 15 – 19.
5. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вісник НТУ «ХП». Серія: «Транспортне машинобудування». – 2012. – № 19. – С. 31 – 36.
6. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора / Кутьков Г.М. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
7. Самородов В.Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В.Б. Самородов, А.Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХП». Серія: «Автомобіле- та тракторобудування». – 2008. – № 58 – С. 11 – 20.

Аннотация

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА РАЗГОНА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С БЕССТУПЕНЧАТОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Кожушко А. П.

В работе приведены результаты теоретического исследования процесса разгона колесного трактора Fendt 936 Vario с бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией при выполнении технологической операции «пахота» с различными законами изменения: коэффициента, который характеризует положение органа управления подачей топлива, параметров регулирования гидромашин гидрообъемной передачи, силы тяги на крюке. В ходе теоретического исследования также устанавливается влияние изменения рабочих объемов гидромоторов на такие показатели, как перепад рабочего давления в гидрообъемной передаче, мощность двигателя внутреннего сгорания, коэффициента полезного действия трансмиссии и буксования колес трактора при выполнении технологической операции «пахота» в процессе разгона колесного трактора.

Abstract

RESULTS OF THEORETICAL RESEARCH OF ACCELERATION WHEELED TRACTOR STEPLESS HYDROSTATIC MECHANICAL TRANSMISSIONS

A. Kozhushko

This paper presents the results of theoretical research of process acceleration wheel tractor Fendt 936 Vario with stepless hydrostatic mechanical transmission in the performance of technological operations "plowing" with different laws change: coefficient, which characterizes the position of the controls fuel delivery, parameters for controlling fluid of hydraulic transmission, traction on the hook. During the theoretical research also established the effect of changes in working volume hydraulic indicators such as the drop in operating pressure of hydraulic transmission, power of the internal combustion engine, the efficiency of transmission and slipping wheel tractor in the performance of technological operations "plowing" during acceleration wheeled tractor.

НАУКОВО-ПРИКЛАДНІ ОСНОВИ СИСТЕМНОГО АНАЛІЗУ ТА КЕРУВАННЯ ГАЛЬМУВАННЯМ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ З ГІДРООБ'ЄМНО- МЕХАНІЧНИМИ ТРАНСМІСІЯМИ

Бондаренко А.І., канд. техн. наук, доц.

*Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»*

Визначено тенденції розвитку безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій та перспективи їх застосування в тракторобудуванні; шляхом експериментальних досліджень ступеня стомлення операторів-водіїв колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями та різноманітними механічними трансмісіями виконано кількісну оцінку ергономічності досліджуваних тракторів; формалізовано розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій різних структур з ретельним урахуванням втрат; виявлено та систематизовано основні закономірності робочих процесів, включаючи циркуляцію потужності, у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях; виявлено взаємозв'язок між робочими процесами у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях та процесом буксування трактора при розгоні; виявлено та систематизовано вплив способів реалізації службового та екстреного гальмування, умов експлуатації, законів натиснення на педаль гальма та законів зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі на кінематичні, силові та енергетичні параметри гідрооб'ємно-механічних трансмісій різних структур, а також керованість та гальмівну ефективність; визначено з точки зору динаміки процесу гальмування оптимальні місця розташування зчеплення в гідрооб'ємно-механічних трансмісіях як з диференціалом на вході, так і диференціалом на виході.

Вступ

Прагнення до безступінчастого регулювання швидкості, спрощення конструкції трансмісії, забезпечення плавності руху з місця, підвищення тягової динаміки та ергономічних властивостей при виконанні різноманітних технологічних операцій, підвищення середніх швидкостей руху по бездоріжжю призвело до необхідності обладнання гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ) серійно випускаємих колісних сільськогосподарських тракторів.

З появою нових типів гідромашин об'ємного типу, підвищенням транспортних швидкостей колісних тракторів особливо загострилась проблема збереження безпеки в режимі гальмування. На жаль, у даний час не виявлено та не систематизовано вплив способів реалізації службового та екстреного гальмування, умов експлуатації, законів натиснення на педаль гальма та законів зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП) на

кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ різних структур, а також керованість та гальмівну ефективність. Цьому перешкоджає відсутність системного підходу до визначення основних закономірностей робочих процесів у такого типу безступінчастих трансмісій, а також – відсутність необхідних критеріїв оцінки. Отже, розроблення теоретичних основ аналізу та керування гальмуванням колісних тракторів з безступінчастими ГОМТ становить важливу і актуальну науково-прикладну проблему.

Аналіз останніх досягнень і публікацій

Роботи з вдосконалення ГОМТ посилено ведуться такими всесвітньо відомими транснаціональними корпораціями як «CNH», що об'єднує фірми «Case IH», «New Holland» (США) і «Steyr» (Австрія); «AGCO», що об'єднує фірми «Fendt» (Німеччина), «Massey Ferguson», «Challenger» (США) і «Valtra» (Фінляндія); «SDF», що об'єднує фірми «Same», «Lamborghini» (Італія) і «Deutz-Fahr» (Німеччина), а також двома найбільшими компаніями «John Deere» (США) і «Claas» (Німеччина) [1, 2].

В Україні питанням створення тракторів з безступінчастими ГОМТ займаються вчені Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», ПАТ «Харківський тракторний завод ім. С. Орджонікідзе», фахівці АТ «Українська промислова енергетична компанія» [3, 4].

Не зважаючи на чисельні праці вчених, що до створення та дослідження ГОМТ для самохідних машин [1 – 5], питанням системного аналізу та керування гальмуванням колісних тракторів з безступінчастими ГОМТ увага практично не приділяється, крім того взагалі не вивчене питання психофізичного навантаження операторів-водіїв колісних тракторів як з ГОМТ, так і механічними трансмісіями в процесі виконання різноманітних технологічних операцій.

Мета та постановка завдань

Метою даної роботи є розробка науково-прикладних основ системного аналізу та керування гальмуванням колісних тракторів з безступінчастими ГОМТ для підвищення конструктивної надійності ГОМТ, а також керованості та гальмівної ефективності трактора за рахунок удосконалення керування процесом гальмування.

Для досягнення поставленої мети були визначені наступні завдання:

– визначити тенденції розвитку безступінчастих ГОМТ та перспективи їх застосування в тракторобудуванні;

– шляхом експериментальних досліджень ступеня стомлення операторів-водіїв колісних тракторів з ГОМТ та різноманітними механічними трансмісіями виконати кількісну оцінку ергономічності досліджуваних тракторів;

– формалізувати розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ різних структур з ретельним урахуванням втрат, виявити та систематизувати основні закономірності робочих процесів, включаючи циркуляцію потужності, у такого типу безступінчастих трансмісій;

– виявити взаємозв'язок між робочими процесами у ГОМТ та процесом буксування трактора при розгоні;

– виявити та систематизувати вплив способів реалізації службового та екстреного гальмування, умов експлуатації, законів натиснення на педаль гальма та законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ різних структур, а також керованість та гальмівну ефективність;

– визначити з точки зору динаміки процесу гальмування оптимальні місця розташування зчеплення в ГОМТ як з диференціалом на вході, так і диференціалом на виході.

Науково-прикладні основи системного аналізу та керування гальмуванням колісних тракторів сільськогосподарського призначення з ГОМТ

Останніми роками все більшого поширення набувають безступінчасті двопотокові трансмісії. Причому, на тракторах потужністю 110 – 192 кВт їх частка в 2013 р. досягла майже 46%, а на тракторах потужністю 192 – 295 кВт склала 50%.

Двопотокові ГОМТ представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, що серійно встановлюються на сільськогосподарських тракторах. Область їх використання росте як по числу моделей тракторів, так і по потужності, що передається.

Конструкції ГОМТ розвиваються у бік збільшення частини потужності, що передається механічним шляхом і зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, відповідно зменшення кількості діапазонів (піддіапазонів) і складних механічних частин.

В результаті експериментальних досліджень ступеня стомлення операторів-водіїв колісних тракторів було встановлено [6], що в момент закінчення дванадцятичасового робочого дня по частоті серцебиття, по методу Акіюші Кітаока та вмісту лактату (молочної кислоти) в крові найменш стомленим виявився оператор-водій трактора «Fendt 936 Vario», трохи більше за нього – на 2,7 – 13,3% (в залежності від номера виміру, виконуваних операцій та методу визначення ступеня стомлення) втомився оператор-водій трактора «Case IH Magnum 255», на 5,4 – 20,0% оператор-водій «Deutz-Fahr Agrottron X720», а найбільш стомленим – на 31,1 – 44,1% виявився оператор-водій «ХТА-200 Слобожанець».

Різниця в результатах ступеня стомлення операторів-водіїв тракторів «Fendt 936 Vario», «Case IH Magnum 255», «Deutz-Fahr Agrottron X720» та «ХТА-200 Слобожанець» пояснюється, в основному, типом трансмісії, складністю системи її керування та психофізичними витратами трактористів при цьому.

Виконавши повний системний аналіз ГОМТ різноманітного схемного виконання, були виявлені наступні закономірності [7]:

- для схем ГОМТ з диференціалом на вході:

- при використанні ГОМТ з регульованим гідромотором (максимальний об'єм 130 см³ та 250 см³), за відсутності циркуляції потужності в замкнутому контурі трансмісії, спостерігається, в залежності від схеми, зниження перепаду робочого тиску в ГОП на 4,28 – 29,69%; підвищення коефіцієнта корисної дії

(ККД) трансмісії на 0 – 2,53%, кутової швидкості валу гідромотора на 6,79 – 86,10%; зміна потужності двигуна в діапазоні -2,23 – 6,25% в порівнянні з аналогічною ГОМТ з нерегульованим гідромотором; інші параметри не зазнали суттєвих змін (кутова швидкість сателітів, кутова швидкість валу гідронасоса);

– у разі використання регульованого гідромотора максимальним об'ємом 250 см³ замість 130 см³, за відсутності циркуляції потужності в замкнутому контурі трансмісії, спостерігається, в залежності від схеми, зниження перепаду робочого тиску в ГОП на 1,18 – 30,53%, кутової швидкості валу гідромотора на 5,93 – 41,22%; зміна потужності двигуна в діапазоні -4,51 – 4,12%, зміна ККД трансмісії в діапазоні -3,09 – 1,66%; інші параметри не зазнали суттєвих змін (кутова швидкість сателітів, кутова швидкість валу гідронасоса);

– швидкість при якій включається в роботу регульований гідромотор ГОМТ з диференціалом на вході не завжди відповідає максимальному значенню ККД трансмісії;

- для схем ГОМТ з диференціалом на виході:

– при використанні ГОМТ з регульованим гідромотором (максимальний об'єм 130 см³ та 250 см³) спостерігається, в залежності від схеми, підвищення перепаду робочого тиску в ГОП на 39,29 – 68,72%, кутової швидкості сателітів на 0,03 – 74,31%, потужності двигуна на 5,13 – 23,53%, кутової швидкості валу гідромотора на 0,09 – 86,64%; зміна ККД трансмісії в діапазоні -3,06 – 2,67% в порівнянні з аналогічною ГОМТ з регульованим гідромотором; кутова швидкість валу гідронасоса не зазнала суттєвих змін;

– у разі використання гідромоторів максимальним об'ємом 250 см³ замість 130 см³ спостерігається, в залежності від схеми, зниження перепаду робочого тиску в ГОП на 0,03 – 18,09%, потужності двигуна на 0,14 – 8,64%, кутової швидкості валу гідромотора на 36,96 – 51,90%, кутової швидкості сателітів на 37,64 – 51,56% (при розташуванні одного редуктора в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП, другого в механічній гілці); підвищення кутової швидкості сателітів на 0,09 – 7,30% (при розташуванні двох редукторів в гідравлічній гілці замкнутого контуру); зміна ККД трансмісії в діапазоні -2,23 – 0,80%; кутова швидкість валу гідронасоса не зазнала суттєвих змін;

- для схем ГОМТ з двома диференціалами: на вході та виході:

– знаходження кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ не можливе без: блокування однієї з ланок диференціала на вході або однієї з ланок диференціала на виході, що призводить до трансформації в складну схему з диференціалом на вході або окремо з диференціалом на виході; жорсткого зв'язку ланок диференціала на вході з ланками диференціала на виході, що призводить до суттєвого ускладнення конструкції.

– в зв'язку з тим, що конструкції ГОМТ розвиваються у бік зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, відповідно зменшення кількості піддіапазонів і складних механічних частин, зокрема планетарних рядів, ГОМТ з двома диференціалами: на вході та виході використовувати не доцільно.

Вважалося, що в замкнутому контурі ГОМТ з диференціалом на вході при русі переднім ходом циркуляція потужності відсутня, дане твердження не правомірне (одним із виключень є схема ГОМТ, де колінчастий вал з'єднано з епіциклом, механічну гілку замкнутого контуру ГОМТ з сонячною шестерною планетарного ряду, а гідравлічну – з водилом, при розташуванні двох редукторів в гідравлічній гілці), де в результаті циркуляції потужності в замкнутому контурі спостерігається перевантаження гідравлічної гілки.

У всіх розглянутих схемах ГОМТ з диференціалом на виході [7, 8] при певних швидкостях руху переднім ходом в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки, а при русі заднім ходом спостерігається постійна циркуляція потужності з перевантаженням гідравлічної гілки.

Найбільш ефективний та достовірний спосіб, що дозволяє визначати напрями потоків потужності в замкнутих контурах ГОМТ з диференціалом на вході та диференціалом на виході, базується на визначенні знаку кругового передавального відношення замкнутого контуру.

Підвищення інтенсивності зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП призводить до збільшення [9]: буксування коліс, перепаду робочого тиску в ГОП, необхідної потужності двигуна за рахунок збільшення дії сили опору прискоренню трактора. Збільшення буксування коліс трактора супроводжується підвищенням перепаду робочого тиску в ГОП, а також збільшенням необхідної потужності двигуна.

Розрахунково-теоретичним шляхом підтверджена гіпотеза, що однією з переваг ГОМТ є забезпечення меншого буксування, ніж при ступінчастих трансмісіях на аналогічних режимах роботи. Чим менше інтенсивність зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, тим яскравіше проявляється різниця в значенні буксування.

Експериментальним шляхом в лабораторних умовах повністю доведена адекватність математичних моделей ГОМТ, що використовувалися для теоретичного моделювання роботи стенду в гальмівному режимі. Саме цей підхід [10] для складання математичних моделей рекомендується і для опису ГОМТ в ході моделювання процесу гальмування трактора.

В результаті порівняння теоретичних результатів з експериментальними, не залежно від схеми ГОМТ, було встановлено, що найбільша похибка не перевищує 5,93% при визначенні максимального перепаду робочого тиску в ГОП, 6,01% – для крутного моменту на валу асинхронного електродвигуна, 1,12% – для кутової швидкості вала гідронасоса, 2,71% – для кутової швидкості вала гідромотора, 4,93% – для кутової швидкості вала порошкового гальмівного механізму (в математичну модель в якості початкових даних закладено закон зміни гальмівного моменту та закон зміни кутової швидкості вала асинхронного електродвигуна від часу, які були отримані шляхом експериментальних досліджень).

Адекватність математичної моделі процесу гальмування в цілому підтверджена на прикладі трактора «Fendt 936 Varío» шляхом порівняння теоретичних результатів з експериментальними [11]:

- максимальна похибка при визначенні гальмівного шляху в разі службового гальмування не перевищує 9,65%, в разі екстреного – 9,95% ;
- максимальна похибка при визначенні відхилення від заданої траєкторії в разі службового гальмування не перевищує 9,91%, в разі екстреного – 8,33%.

За результатами комплексного дослідження процесу гальмування колісних тракторів з ГОП різних структур було встановлено, що не існує єдиного оптимального способу та закону керування процесом гальмування як при службовому, так і екстреному гальмуванні [12]:

– найбільш прийнятним службовим способом гальмування, з точки зору навантаження на оператора-водія, є гальмування за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном;

– за результатами дослідження екстреного гальмування колісного трактора з різноманітними схемами ГОП, яке може реалізовуватися лише при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс, було встановлено:

- єдиного універсального оптимального закону зміни відносного параметра регулювання ГОП для всіх схем ГОП не існує. Це пов'язано в першу чергу з тим, що мінімальні значення перепаду робочого тиску в ГОП, кутової швидкості сателітів, кутової швидкості валу гідронасоса та гідромотора не завжди відповідають мінімальному значенню розбіжності між значеннями кутових швидкостей ведучого та веденого валів зчеплення. У деяких випадках швидкість трактора зменшувалась повільніше, ніж еквівалентні їй параметри регулювання гідромашин ГОП за для зниження занадто високого значення розбіжності між значеннями кутових швидкостей ведучого та веденого валів зчеплення, а іноді швидше – в цьому випадку значення перепаду робочого тиску в ГОП, кутової швидкості сателітів, кутової швидкості валу гідронасоса та гідромотора встановлювалися мінімальні з можливих;

- використання закону зміни відносного параметра регулювання ГОП в процесі гальмування колісних тракторів з безступінчастими ГОП при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс, при якому значення параметрів регулювання гідромашин ГОП відповідають зміні дійсної швидкості трактора, прийнятне для всіх варіантів схем ГОП, що підтверджено і теоретичними дослідженнями;

- трансмісія зберігає працездатність та всі параметри знаходяться в рекомендованих межах лише за відсутності блокування коліс трактора.

Не залежно від схем ГОП [8], що розглядалися, варіанту розміщення зчеплення та умов експлуатації, при гальмуванні з антиблокувальною системою, в порівнянні з екстреним гальмуванням за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс, спостерігається підвищення гальмівної ефективності та зниження відхилення від заданої траєкторії (при збереженні силових та кінематичних параметрів трансмісії в межах допустимих значень).

У разі технічної неможливості реалізації при екстреному гальмуванні при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс зміни значення параметрів регулювання гідромашин ГОП відповідно зміні дійсної швидкості трактора (це пов'язано із суттєвим ускладненням системи керування трансмісією) обов'язкові до

виконання наступні вимоги: гальмування трактора відбувається до повної зупинки; параметри регулювання гідромашин ГОП протягом гальмування залишаються незмінними і відповідають тому значенню, яке вони мали в момент початку гальмування; в момент повної зупинки трактора система керування ГОМТ повинна забезпечити в автоматичному режимі зміну параметрів регулювання гідромашин ГОП до тих значень, що відповідають нульовій швидкості руху трактора.

В результаті вирішення задачі оптимізації встановлено [12], що з точки зору динаміки процесу гальмування та значень узагальненого критерію, зчеплення в ГОМТ з диференціалом на вході рекомендується розміщувати за двигуном або ж в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ перед ГОП (явної переваги жоден із варіантів не має); в ГОМТ з диференціалом на виході перевага надається розміщенню зчеплення в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ за ГОП, на другому місці – в механічній гілці замкнутого контуру ГОМТ, в разі неможливості виконання даних вимог (з конструктивних міркувань) – за двигуном.

Висновки

1. Двупотокові ГОМТ представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, що серійно встановлюються на сільськогосподарських тракторах. Область їх використання росте як по числу моделей тракторів, так і по потужності, що передається.

2. Конструкції ГОМТ розвиваються у бік збільшення частини потужності, що передається механічним шляхом і зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, відповідно зменшення кількості діапазонів (піддіапазонів) і складних механічних частин.

3. За результатами експериментальних досліджень ступеня стомлення операторів-водіїв колісних тракторів було встановлено, що в момент закінчення дванадцятичасового робочого дня по частоті серцебиття, по методу Акіюші Кітаока та вмісту лактату (молочної кислоти) в крові найменш стомленим виявився оператор-водій трактора «Fendt 936 Vario», трохи більше за нього – на 2,7 – 13,3% (в залежності від номера виміру, виконуваних операцій та методу визначення ступеня стомлення) втомився оператор-водій трактора «Case IH Magnum 255», на 5,4 – 20,0% оператор-водій «Deutz-Fahr Agrottron X720», а найбільш стомленим – на 31,1 – 44,1% виявився оператор-водій «ХТА-200 Слобожанець».

4. Підвищення інтенсивності зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП призводить до збільшення: буксування коліс, перепаду робочого тиску в ГОП, необхідної потужності двигуна за рахунок збільшення дії сили опору прискоренню трактора. Збільшення буксування коліс трактора супроводжується підвищенням перепаду робочого тиску в ГОП, а також збільшенням необхідної потужності двигуна.

5. Розрахунково-теоретичним шляхом підтверджена гіпотеза, що однією з переваг ГОМТ є забезпечення меншого буксування, ніж при ступінчастих трансмісіях на аналогічних режимах роботи. Чим менше інтенсивність зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, тим яскравіше проявляється різниця в значенні буксування.

6. Найбільш прийнятним службовим способом гальмування, з точки зору навантаження на оператора-водія, є гальмування за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном.

7. Використання закону зміни відносного параметра регулювання ГОП в процесі екстреного гальмування колісних тракторів з безступінчастими ГОМТ при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс, при якому значення параметрів регулювання гідромашин ГОП відповідають зміні дійсної швидкості трактора, прийнятне для всіх варіантів схем ГОМТ.

8. З точки зору динаміки процесу гальмування, зчеплення в ГОМТ з диференціалом на вході рекомендується розміщувати за двигуном або ж в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ перед ГОП (явної переваги жоден із варіантів не має); в ГОМТ з диференціалом на виході перевага надається розміщенню зчеплення в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ за ГОП, на другому місці – в механічній гілці замкнутого контуру ГОМТ, в разі неможливості виконання даних вимог (з конструктивних міркувань) – за двигуном.

Список використаних джерел

1. Самородов В.Б. Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Автомобильный транспорт. – 2012. – № 30. – С. 13 – 22.

2. Самородов В.Б. Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних тракторів / В.Б. Самородов, В.В. Єпіфанов, А.І. Бондаренко // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2012. – № 135. – С. 244 – 247.

3. Самородов В.Б. Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для тракторов мощностью 220-240 л.с. / В.Б. Самородов, С.В. Калинин, З.Э. Забелышинский, С.А. Шуба, О.И. Деркач // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2013. – № 1. – С. 17 – 21.

4. Самородов В.Б. Бесступенчатая двухпоточная гидрообъемно-механическая коробка передач для трактора с двигателем мощностью 300 – 350 л.с. / В.Б. Самородов, С.А. Шуба, О.И. Деркач // Тракторы- и сельхозмашины. – 2012. – № 3. – С. 10 – 13.

5. Айтцетмюллер Х. Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC / Х. Айтцетмюллер // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 1(6). – С. 20 – 24.

6. Самородов В.Б. Аналіз ступеня стомлення операторів-водіїв сучасних колісних тракторів / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Вісник НТУ «ХП». Серія: «Автомобіле- та тракторобудування». – 2014. – № 8 (1051). – С. 14 – 25.

7. Самородов В.Б. Синтез безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних тракторних трансмісій / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, Д.А. Подмолода // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Серія: Механізація сільськогосподарського виробництва. – 2013. – № 135. – С. 140 – 150.

8. Samorodov V.B. Synthesis of hydrostatic mechanical transmission of wheeled tractors for agricultural purposes / V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko // Eastern European Scientific Journal: Düsseldorf (Germany): Auris Verlag. – 2014. – № 6. – P. 280 – 284.

9. Самородов В.Б., Бондаренко А.И. Особенности процесса разгона колесных тракторов с гидрообъемно-механическими трансмиссиями // Материалы первой международной научно-практической конференции «Инновации и исследования в транспортном комплексе», 23 – 24 мая 2013 г., Курган / ЗАО «Курганстальмост». – Курган: ЗАО «Курганстальмост», 2013. – С. 135 – 141.

10. Самородов В.Б. Експериментальне дослідження робочих процесів у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях з диференціалом на вході та з диференціалом на виході / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. – 2014. – № 39. – С. 60 – 67.

11. Самородов В.Б. Результаты экспериментального исследования процессу гальмування колісного трактора «Fendt 936 Vario» / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Технологічний аудит та резерви виробництва. – 2014. – № 3/2 (17). – С. 54 – 59.

12. Бондаренко А.І. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями // Збірка тез міжнародної науково-практичної конференції з нагоди Дня автомобіліста і шляховика: «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля», 15 – 16 жовтня 2014 р., м. Харків) / Міністерство освіти і науки України, ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2014. – С. 18.

Аннотация

НАУЧНО-ПРИКЛАДНЫЕ ОСНОВЫ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА И УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЖЕНИЕМ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ С ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИМИ ТРАНСМИССИЯМИ

Бондаренко А.И.

Определены тенденции развития бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий и перспективы их применения в тракторостроении; путем экспериментальных исследований степени усталости операторов-водителей колесных тракторов с гидрообъемно-механическими трансмиссиями и разнообразными механическими трансмиссиями выполнена количественная оценка эргономичности исследуемых тракторов; формализовано распределение кинематических, силовых и энергетических параметров гидрообъемно-механических трансмиссий различных структур с тщательным учетом потерь; установлены и систематизированы основные закономерности рабочих

процессов, включая циркуляцию мощности, в бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссиях; установлена взаимосвязь между рабочими процессами в гидрообъемно-механических трансмиссиях и процессом буксования трактора при разгоне; установлено и систематизировано влияние способов реализации служебного и экстренного торможения, условий эксплуатации, законов нажатия на педаль тормоза и законов изменения параметров регулирования гидромашин гидрообъемной передачи на кинематические, силовые и энергетические параметры гидрообъемно-механических трансмиссий различных структур, а также управляемость и тормозную эффективность; определены с точки зрения динамики процесса торможения оптимальные места расположения сцепления в гидрообъемно-механических трансмиссиях как с дифференциалом на входе, так и дифференциалом на выходе.

Abstract

SCIENTIFICALLY-APPLIED BASES OF SYSTEMS ANALYSIS AND MANAGEMENT BY BRAKING OF THE WHEELED TRACTORS OF THE AGRICULTURAL SETTING WITH OF HYDROSTATIC-MECHANICAL TRANSMISSIONS

A. Bondarenko

The progress trends of hydrostatic-mechanical transmissions and prospect of their application are certain tractorbuilding; by experimental researches of degree of fatigue of operators-drivers of the wheeled tractors with hydrostatic-mechanical transmissions and various mechanical transmissions the quantitative estimation of the comfort explored tractors is executed; distributing of kinematics, power and power parameters of hydrostatic-mechanical transmissions of different structures is formalized with the careful account of losses; set and systematized basic conformities to the law of working processes, including circulation of power, in hydrostatic-mechanical transmissions; intercommunication is set between working processes in hydrostatic-mechanical transmissions and process of skidding of tractor at the acceleration; it is set and systematized influence of methods of realization of the official and urgent braking, external environments, laws of pressure, on the pedal of brake and laws of change of parameters of adjusting of hydromachine hydrostatic-mechanical on the kinematics, power and power parameters of hydrostatic-mechanical transmissions of different structures, and also dirigibility and brake efficiency; the optimum places of location of coupling are certain from point of dynamics of braking process in hydrostatic-mechanical transmissions both with a differential on the entrance and by a differential on an output.

ВМОНТОВАНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД ПРИЙМАЛЬНОГО КОНВЕЄРА БУРТОУКЛАДНИКА

Поліщук Л.К., Адлер О.О., Коваль О.О.

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна

Для приймального конвеєра буртоукладника, що працює в режимах змінних навантажень, розроблено вмонтований гідравлічний привод з пристроєм керування, який дозволяє застосовувати активне резервування крутного моменту за умови використання двох гідродвигунів, з метою забезпечення неперервного режиму роботи транспортера. Розроблено математичну модель динамічних процесів гідромеханічної системи конвеєра, яка дозволяє здійснити вибір раціональних параметрів режимів роботи привода.

Ключові слова: вмонтований гідравлічний привод, стрічковий конвеєр, змінне навантаження, пристрій керування, математична модель, динамічні процеси.

Вступ. Для конвеєрів, що експлуатуються в сільськогосподарських машинах, гірничих шахтах, при відкритому видобуванні корисних копалин, переробних виробництвах харчової промисловості тощо, характерні змінні режими навантаження, під час яких можуть виникати умови, коли через певне збільшення навантаження для уникнення поламок привода потрібна його термінова зупинка.

Вантажопотоки, що надходять на стрічку конвеєра, характеризуються великою нерівномірністю, перервами в самому надходженні і носять, як правило, випадковий характер та описуються як випадкові процеси. Крім того, надходження та розподілення вантажу по стрічці може змінюватися за різними законами (рис. 1) [1]. Коефіцієнт нерівномірності таких вантажопотоків може знаходитись в межах 1,97...2,02 [2].

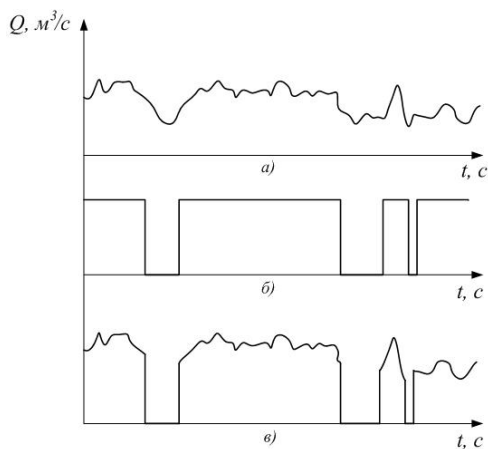


Рис. 1. Типовий закон розподілення вантажу *a* – неперервний; *б* – імпульсний; *в* – фактичний

Зазначені режими транспортування характерні для роботи приймального конвеєра буртоукладника, що входить до буртоукладальних комплексів, які експлуатуються на цукрових заводах. Під час розвантаження коренеплодів в бункерний пристрій з автотранспортного засобу транспортери зупиняються і після його заповнення здійснюється повторний запуск привода приймального конвеєра. Через різну вантажопідймальність транспортних засобів навантаження на приводі конвеєра є змінним і може значно перевищувати номінальне. В електромеханічному приводі за максимальних навантажень під час повторного запуску може

вийти з ладу його механічна частина, а в гідравлічному – спрацьовує запобіжний клапан гідросистеми. Для подальшого нормального функціонування приймального конвеєра оператору комплексу необхідно вручну зменшити кількість завантажених коренеплодів, що суттєво знижує продуктивність роботи комплексу.

В роботі [3] запропоновано розв'язок даної проблеми шляхом використання в гідравлічному приводі двох гідродвигунів, що приводять в рух передавальний механізм. При номінальному навантаженні працює лише один з гідродвигунів, а інший працює в холосту. Вмикання другого гідродвигуна паралельно першому здійснюється пристроєм керування, чутливим до зміни навантаження, що перевищує номінальне. За умови незмінної витратної характеристики насосної станції моменти обох двигунів з однаковими робочими об'ємами додаються, а частота обертання зменшується вдвічі. При зниженні навантаження нижче певного рівня, система керування автоматично вимикає другий гідродвигун.

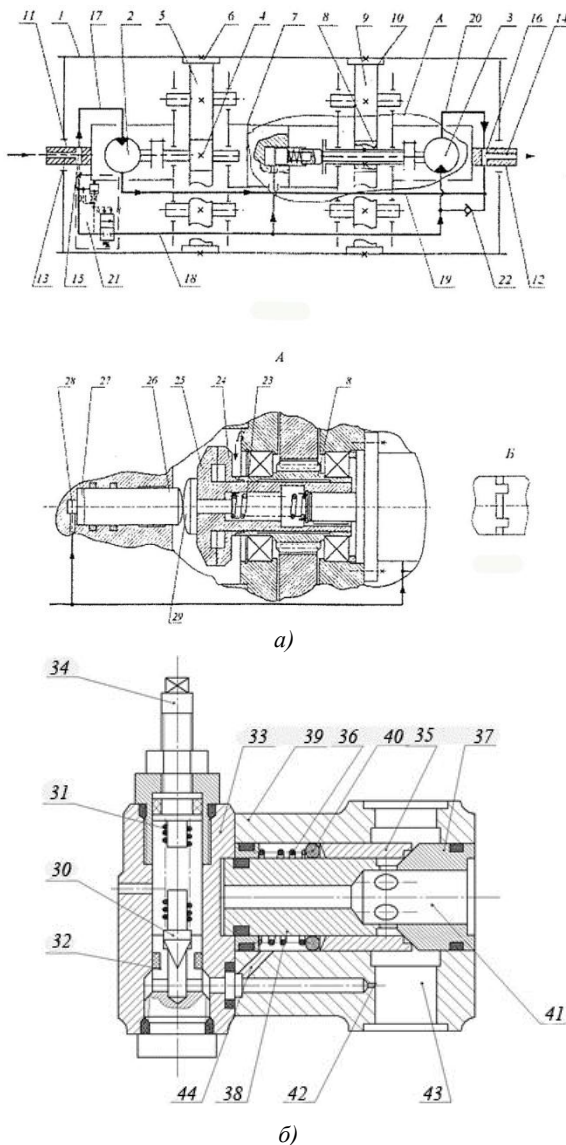


Рис. 2. Конструктивна схема вмонтованого гідропривода (а) та пристрою керування (б)

Недоліком наведеного пристрою керування є властива клапану прямої дії крутизна витратної характеристики, тому, за умови збільшення швидкості транспортування конвеєра, його необхідно переналагоджувати для забезпечення стабільного значення спрацьовування за тиском. Ще одним недоліком такої конструкції є значно звужена зона стійкої роботи системи при підвищених потужностях привода, що може стати причиною некерованих автоколивальних процесів.

Вказані недоліки можна усунути за допомогою застосування в гідроприводі пристрою керування, виконаного за параметричним принципом дії у вигляді двокаскадного клапана.

Результати досліджень

Метою роботи є розробка вмонтованого гідравлічного привода з пристроєм керування для приймального конвеєра буртоукладника, що працює в змінних режимах навантаження та розробка його математичної моделі, з врахуванням пружності ланок транспортера.

На рис. 2, а наведена схема вмонтованого гідравлічного привода (мотор-барабана), а на рис. 2, б схема пристрою керування [4]. В корпус барабана 1 вбудовано привод, виконаний у вигляді двох окремих гідродвигунів 2 та 3 і двох передавальних механізмів, що складаються з шестерень 4 і 8, проміжних коліс 5 і 9 та коронних коліс 6 і 10. Корпус барабана 1 встановлено на вісі, виконаній із трьох частин 7, 11 та 12. Ліва напівмуфта 25 своєю внутрішньою поверхнею улаштована через шпонкове з'єднання на валу гідродвигуна 3 з можливістю осевого переміщення. В середині лівої напівмуфти 25 виконана розточка, в котру вставлена пружина 23, яка лівим торцем через шайбу взаємодіє з правим торцем грибка 29. Правим торцем пружина 23 через шайбу опирається на стопорне кільце, яке встановлене в розточці зі сторони вала гідродвигуна 3. Ліва торцева поверхня маточини шестерні 8 жорстко скріплена з торцевою поверхнею правої напівмуфти 24, яка разом з лівою напівмуфтою 25 утворює фрикційну муфту. Грибок 29 своєю сферичною поверхнею контактує із торцевою сферичною поверхнею плунжера 26. До поверхні меншого діаметра центрального отвору 28, виконаного у середній частині 7 вісі, підведено радіальний канал, яким порожнина, утворена вказаним отвором, під'єднана до напірної магістралі гідродвигуна 3. Для підведення і відведення робочої рідини до гідродвигунів 2 та 3 в середині лівої та правої частин вісі 11 та 12 виконано осеві канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 та 16, а також трубопроводів 17 і 18 та 19 і 20 з'єднані з робочими камерами гідродвигунів 2 і 3. В одному з радіальних каналів лівої частини вісі 11 встановлено пристрій керування 21. Вхід гідродвигуна 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано із зливом через зворотній клапан 22.

Пристрій керування містить клапан першого каскаду параметричного типу: конічно-циліндричний затвор 30, який притиснутий пружиною 31 до сідла 32, встановленого в корпусі 33, та регулювальний гвинт 34 для налагодження на заданий тиск. Конічно-циліндричний затвор 30, який спряжений з двома поверхнями сідла 32 різного діаметра, причому, запірна конічна поверхня ступеня меншого діаметра контактує із фаскою, виконаною на меншому діаметрі ступінчатої розточки в сідлі 32, розміщеному в корпусі 33 клапана першого каскаду, а циліндрична поверхня ступеня більшого діаметра спряжена із розточкою більшого діаметра сідла 32 за ходовою посадкою і утворює з торцем сідла 32 додатне перекриття. Клапан другого каскаду пристрою керування містить трубчастий золотник 35, який притиснутий пружиною 41 до сідла 37. Внутрішньою поверхнею золотник 35 спряжений з циліндричним сердечником 38, що забезпечує його напрямок переміщення під час взаємодії з сідлом 37, а зовнішньою поверхнею – з поверхнею розточки корпусу 39, і ущільнений гумовим кільцем 40.

Привод працює таким чином.

При непрацюючому пристрої керування 21 тиск в центральному отворі 28 середньої частини вісі 7, що утворює напірну порожнину плунжера 26, відсутній, і під дією пружини 23 через грибок 25 плунжер 26 зміщено вліво до упора з

торцевою поверхнею центрального отвору 27 більшого діаметра. Одночасно ліва напівмуфта 25 також зміщена вліво і, таким чином, поверхні тертя фрикційної муфти роз'єднані. Тому вихідний вал гідродвигуна 3 є нерухомим відносно шестерні другого передавального механізму. Робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали і трубопровід 17 надходить в робочу камеру гідродвигуна 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідродвигуна 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єданого з швидкохідним валом першого передавального механізму, який за допомогою шестерні 4 та пари проміжних коліс 5, передає рух корпусу барабана 1 відносно складеної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідродвигуна 2, трубопровід 19, радіальний 16 та осьовий 14 канали поступає на злив.

Під час спрацювання пристрою керування 21, робоча рідина під тиском

через осьовий 13 та радіальний 15 канали і трубопровід 18 надходить в робочу камеру гідродвигуна 3, плунжер 26 під дією стисненої рідини переміщується вправо і плавно без удару притискає ліву напівмуфту поверхнею тертя до поверхні тертя правої напівмуфти 24, що жорстко з'єднана з торцевою поверхнею маточини шестерні 8. Таким чином, вал гідродвигуна 3 через другий передавальний механізм разом з першим приводить в рух корпус барабана 1, збільшуючи обертовий момент. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідродвигунів 2 та 3, трубопроводи 19 і 20 відповідно, радіальний 16 та осьовий 14 канали поступає на злив.

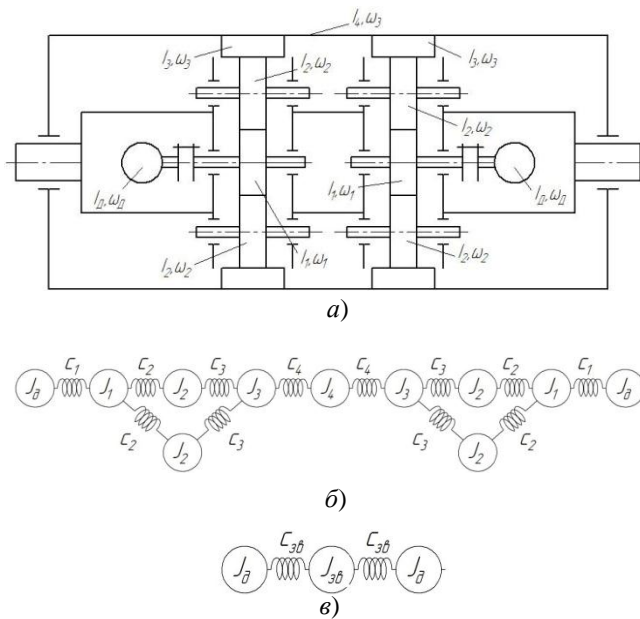


Рис. 3 Розрахункова схема механічної частини гідралічного вмонтованого привода (а), зведена одинадцятимасова системи з дванадцятьма пружними зв'язками (б), розрахункова схема механічної частини (в)

керування, що забезпечують неперервний режим експлуатації конвеєра, необхідно виконати його теоретичні дослідження за допомогою математичної моделі динамічних процесів, які виникають під час роботи привода та транспортера. Для побудови математичної моделі спочатку розроблено розрахункову схему механічної частини привода.

На рис. 3, а показана розрахункова схема механічної частини вмонтованого привода, де I_0, I_1, I_2, I_3, I_4 – відповідно моменти інерції роторів двигунів,

шестерень, проміжних коліс, зубчатих вінців коронних коліс і барабана; $\omega_0, \omega_1, \omega_2, \omega_3$ – кутові швидкості вказаних ланок; c_1, c_2, c_3, c_4 – пружні зв'язки між ланками.

Експериментальні дослідження свідчать про те, що нескладні кінематичні схеми механізмів можна зводити до найпростіших моделей, які забезпечують

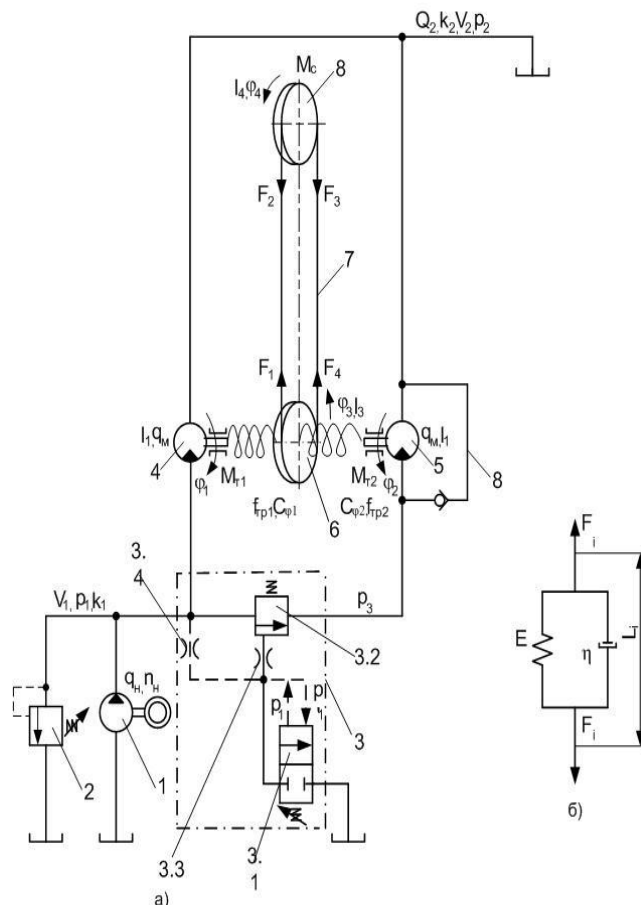


Рис. 4 Розрахункова схема гідралічного привода з пристроєм керування

об'єктом дослідження в даному випадку є транспортуючий орган невеликої довжини. До першої зведені маси обертових частин приводного пристрою, до другої – рухомі ланки транспортуючої частини конвеєра. Стрічку конвеєра можна представити реологічною моделлю Фохта (рис. 4, б). В приводному пристрої встановлено гідродвигуни 4 та 5, до яких підведені напірний та зливний трубопроводи. Максимальний тиск, створюваний насосом 1, визначається налагодженням запобіжного клапана 2. В гідромагістралі, що з'єднує напірну порожнину напіввісі з гідродвигуном 5, встановлено клапан керування 3. Вхід гідродвигуна 5 при закритому клапані керування з'єднано із зливом через зворотний клапан 9. Механічні втрати в гідродвигуні моделюються оберतालними кінематичними парами. Момент опору руху стрічки діє на ланку 8.

В основу математичного опису руху вихідної ланки привода покладені рівняння динаміки рухомих частин системи і рівняння балансу витрат рідини, за

точність розрахунків в допустимих межах [5]. Тому, одинадцятимасову систему з дванадцятьма пружними зв'язками (рис. 3, б). зведемо до трьохмасової.

Ланкою зведення обираємо корпус барабана. Тоді зведення інерційних моментів передавального механізму здійснюємо за допомогою рівнянь, що наведені в [6]. Таким чином, вихідну одинадцятимасову модель зводимо до тримасової (рис. 3, в) з моментами інерції $I_0, I_{3в}$ і з двома пружними зв'язками $c_{зв}$, яку використовуємо в розрахунковій схемі привода приймального конвеєра.

На рис. 4, а наведена розроблена розрахункова схема привода, в якій реальна континуальна фізична модель конвеєра приведена до дискретної і рухомі частини конвеєра представлені двома дискретними масами 6 і 8. Такий підхід не суперечить результатам проведеного аналізу розрахункових моделей стрічкових конвеєрів, оскільки

припущень, що прийняті в [6], які дозволяють отримати прийнятний опис роботи приводного пристрою.

За номінального навантаження рівняння, що описують роботу привода запишуться за умови роботи одного гідродвигуна 4.

Рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі:

$$q_H n_H - \sigma_1 p_1 - Q_{o1} - k_1 V_1 \left(\frac{dp_1}{dt} \right) = 0, \quad (1)$$

зливній:

$$Q_{o1} - k_2 V_2 \left(\frac{dp_2}{dt} \right) - \sigma_2 p_2 = Q_2, \quad (2)$$

Причому $p_{кл} \geq p_1$

Рівняння руху ділянки 4-6:

$$I_1 \left(\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + c_{\varphi_1} f_{ТП1} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_1 - i\varphi_3)}{dt} \right] +$$

$$+ M_{T1} - q_o (p_1 - p_2) = 0,$$

$$i c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) - I_3 \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0 \quad (4)$$

Рівняння руху ланки 8 та деформація стрічки через кутові переміщення ланок 6 і 8:

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_4 \left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) - M_0 = 0 \quad (5)$$

Зв'язок сили натягу і деформації стрічки, що описується моделлю Фохта, встановлюється співвідношенням:

$$F_1 = A \left(E_C \varepsilon_1 + \eta E_D \frac{d\varepsilon_1}{dt} \right) \quad (6)$$

де $\varepsilon_1 = u_1 / l \quad (7)$

Деформація стрічки через кутові переміщення ланок 6 і 8 запишеться виразом:

$$u_1 = (\varphi_2 - \varphi_3) r_1 \quad (8)$$

Умова постійності довжини замкнутого контуру пружної нитки матиме вигляд:

$$F_1 = -F_2 = F_3 = -F_4 \quad (9)$$

Підпір в зливній магістралі є мінімальним і приймається $p_2 = 0$. Тоді витрати через гідродвигун визначаються виразом:

$$Q_{\partial 1} = q_{\partial} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) \quad (10)$$

Вважаємо, що муфта вмикається миттєво і рівняння, що описують рух ділянки 5-6 при працюючому другому гідродвигуні 5:

$$I_1 \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_{\varphi 2} (\varphi_2 - i\varphi_3) + c_{\varphi 2} f_{TP2} (\varphi_2 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_2 - i\varphi_3)}{dt} \right] + M_{T2} - q_{\partial} (p_3 - p_2) = 0 \quad (11)$$

При цьому рівняння (4) буде мати вигляд:

$$i c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + i c_{\varphi 2} (\varphi_2 - i\varphi_3) - I_3 \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0 \quad (12)$$

Враховуючи, що момент інерції ($I_1 = 3,06 \cdot 10^{-5}$ кг·м²) ротора гідродвигуна типу МГП – 125 значно менший зведеного моменту інерції рухомих частин приводного механізму конвєсера I_3 , ним можна знехтувати.

Коли в приводі виникає певне межове значення навантаження, що перевищує номінальне, в гідросистемі встановлюється тиск p_1' , за якого спрацьовує пристрій керування і вмикається гідродвигун 5, тобто $p_1 \geq p_1'$.

Робота пристрою керування запишеться таким чином.

Рівняння витрат робочої рідини, що поступає до другого гідродвигуна через пристрій керування:

$$Q_{\partial 2} = Q_{кл} + Q_{\partial p} + \sigma p_1 + \frac{V_1}{E} \frac{d}{dt} p_1 + f_1 \frac{d}{dt} h_1 \quad (13)$$

Рівняння руху золотникового клапана пристрою керування:

$$f_1 p_1 + f_2 p_3 = m_1 \frac{d^2}{dt^2} h_1 + b_1 \frac{d}{dt} h_1 + F_{Г.Д.} + c_1 (h_1 + x_1), \quad (14)$$

В рівняннях (13) - (14):

$$Q_{кл} = \mu_1 b_1 h_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_3)}{\rho}} \quad (15)$$

$$Q_{\partial p} = \mu_{\partial p} f_{\partial p} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{кл})}{\rho}} \quad (16)$$

$$F_{Г.Д.} = Q_{кл} \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)} \cos \alpha_1 \quad (17)$$

Відкриття запірної елементи першого каскаду здійсниться за умови

$$p_1' = \frac{kh_2}{f_3}, \quad (18)$$

а закриття:

$$p_1 = p_1' \frac{f_3}{f_4} + \frac{kh_2}{f_4}. \quad (19)$$

В рівняннях (1 – 19) використані наступні позначення: p_1, p_2 – тиски в напірній і зливній магістралях; q_n, q_d – робочі об'єми насоса і гідродвигуна; n_n – число обертів вихідного вала насоса; σ_1 – коефіцієнт витрат з порожнин гідроприводу, що знаходиться під тиском p_1 ; k_1 – коефіцієнт податливості напірної магістралі з урахуванням стисливості рідини, об'єм якої рівний V_1 ; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – кутові переміщення роторів гідродвигунів, приводного і хвостового барабанів, відповідно; $c_{\varphi 1}, c_{\varphi 2}$ – крутильна жорсткість приводних ліній системи; I_1, I_2, I_3, I_4 – моменти інерції роторів гідродвигунів і зведені моменти інерції приводного механізму та рухомих ланок транспортуючої частини конвеєра, відповідно; M_{T1}, M_{T2} – механічні втрати в гідродвигунах; M_0 – момент опору руху стрічки; r_1, r_2 – радіус барабанів; A – площа перетину стрічки; E_c, E_d – статичний і динамічний модулі пружності стрічки; η – відносний коефіцієнт демпфування; β_1, β_2 – коефіцієнти в'язкого демпфування; p_3 – тиск в напірній магістралі другого гідродвигуна після спрацьовування клапана керування; $p_{кл}$ – тиск в напірній магістралі клапана; h_1, b_1 – відкриття та довжина робочого отвору золотникового клапана; E – зведений модуль пружності напірної магістралі; m_1 – маса золотникового клапана пристрою керування; c_1, x_1 – жорсткість та попередній стиск пружини першого каскаду; $\mu_1, \mu_{др}$ – коефіцієнт витрат, відповідних прохідних перерізів; ρ – густина масла; d_1, d_2, d_3 – діаметри поверхонь золотникового клапана; $f_{др}$ – площа поперечного перерізу дроселя; α_1 – кут відхилення потоку рідини при виході з робочої порожнини; $f_1 = \pi(d_3^2 - d_2^2)/4$ – площа контакту торця золотникового клапана; $f_2 = \pi(d_3^2 - d_1^2)/4$ – повна площа торця золотникового клапана; $f_3 = \pi d_4^2/4$ – площа конуса затвора в місті контакту з сідлом; $f_4 = \pi d_5^2/4$ – площа циліндричної частини затвора; d_4, d_5 – діаметри конічної і циліндричної поверхонь затвора, відповідно.

Математична модель, що описує роботу привода з двома гідродвигунами, складається з рівнянь (1-12) та рівнянь, що описують роботу пристрою керування (13-19).

Розв'язання диференціальних рівнянь, що ввійшли до математичного опису роботи вмонтованого гідравлічного привода з пристроєм керування, дозволять встановити вплив параметрів гідроприводу та пристрою керування на перехідні процеси у гідромеханічній системі конвеєра, чутливого до зміни навантаження.

Висновки

1. За результатами аналізу роботи приймального конвеєра буртоукладника встановлено, що для забезпечення неперервності його функціонування необхідно використати вмонтований гідравлічний привод з пристроєм керування, який

дозволяє застосовувати активне резервування крутного моменту за умови використання двох гідродвигунів.

2. Розроблено вмонтований гідравлічний привод з пристроєм керування параметричного типу на основі двокаскадного клапану, який за умови збільшення навантаження до заданої величини на робочій ланці вмикає другий гідродвигун для збільшення крутного моменту барабана конвеєра.

3. Побудовано математичну модель динамічних процесів гідромеханічної системи конвеєра, яка враховує динаміку вмонтованого гідропривода, пристрою керування та пружні властивості транспортуючого органу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвееров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев – М.: Машиностроение, 1978. – 392 с.
2. Спиваковский А. О. Теория ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – М. : Наука, 1982. – 187 с.
3. Поліщук Л. К., Пурдик В. П., Адлер О. О. Вмонтований гідравлічний привод чутливий до навантаження // Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XIII международной технической конференции в г. Севастополе 11- 16 сентября, 2006 г. В 5- ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2006. Т.5, с. 291 – 294.
4. Пат. 36107 України, МПК8 В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Адлер О. О., Мамчур О. С. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200806894 ; заявл. 19.05.08 ; опубл. 10.10.08, Бюл. № 19.
5. Иванченко Ф. К. Динамика металлургических машин / Ф. К. Иванченко, В. А. Красношапка. – М. : Металургія, 1992. – 234 с.
6. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження: монографія / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 184 с.

ВСТРОЕННЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ПРИЕМНОГО КОНВЕЙЕРА БУРТОУКЛАДЧИКА

Полищук Л.К., Адлер О.А., Коваль О.А.

Для приемного конвейера буртоукладчика, работающий в режимах переменных нагрузок, разработан встроенный гидравлический привод с устройством управления, которое позволяет применять активное резервирование вращательного момента при условии использования двоих гидродвигателей, с целью обеспечения непрерывного режима работы транспортера. Разработана математическая модель динамических процессов в механической системе конвейера, которая позволит осуществить выбор рациональных параметров режимов работы.

BUILT-IN HYDRAULIC DRIVE OF RECEIVING CONVEYOR OF CLAMP FORMING MACHINE

L. Polishchuk, O. Adler, O. Koval

For receiving conveyor of clamp forming machine that operates on a variable loads, designed built-in hydraulic drive with control device which allows to use an active reserve of torque when using two hydro drives in order to ensure continuous mode of operation of the conveyor.. Designed mathematical model of dynamic processes in mechanical system of conveyor that will allow for the choice of rational parameters modes.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТНВДРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ТИПА ДВИГАТЕЛЯ МТА

Вороновский И.Б., к.т.н., доцент.

Таврический государственный агротехнологический университет

Рассматривается влияние надежности топливной системы дизельного двигателя на функциональные и эксплуатационные показатели МТА в зависимости от загрязненности дизельного топлива.

Постановка проблемы. В настоящее время и на ближайшую перспективу дизель является самым экономичным двигателем внутреннего сгорания. Качество рабочего процесса дизеля зависит от того, как, сколько и когда подается топливо, как оно распыляется и распределяется по объёму камеры сгорания. Это определяется типом и качеством работы топливной системы дизеля, которая является наиболее сложным, дорогим и ответственным его агрегатом.

Надежность работы машинно-тракторного агрегата (МТА) зависит от надежности каждой из его подсистем, а также от способа их соединения. Так от состояния рабочих поверхностей прецизионных деталей топливного насоса высокого давления (ТНВД), основными из которых являются, плунжер-штука, зависит работоспособность топливной системы, а также протекание процессов смесеобразования и сгорания в цилиндрах дизеля, определяющих экономические, функциональные и эксплуатационные показатели всего МТА.

Анализ последних исследований. По некоторым данным, загрязненность дизельного топлива по пути его следования к месту доставки возрастает от 0,0005% до 0,0630%, т.е. более чем в 100 раз [1, 2]. Но даже незначительное количество механических примесей вызывает усиленный износ прецизионных деталей. Вследствие этого при эксплуатации дизелей около 50% неисправностей приходится на долю системы питания [3]. Эксплуатационная надежность узлов сельскохозяйственной техники, работающих в среде ТСМ, рассматривалась в работах К.В. Рыбакова, М.А. Григорьева, Е.Н. Жулдыбина, А.В. Кузнецова, А.И. Селиванова, В.П. Коваленко, В.А. Дидура [4] и др. Однако вопрос функциональной надежности не был достаточно исследован.

Формулирование цели статьи. Целью статьи является обоснование влияния надежности топливной системы дизельного двигателя на функциональные и эксплуатационные характеристики работы МТА в зависимости от износа плунжерных пар ТНВД и загрязненности дизельного топлива механическими примесями и водой.

Основная часть. В зависимости от условий эксплуатации МТА концентрация пыли в воздухе колеблется в широких пределах и в некоторых районах юга Украины достигает $5\text{г}/\text{м}^3$. Это отрицательно влияет на работоспособность систем двигателя, в том числе на работоспособность

топливной аппаратуры. При работе МТА при запыленности воздуха $1,1 \dots 2,5$ г/м³ содержание загрязняющих примесей в топливе к моменту его выработки в 2-3 раза больше, чем при заправке.

Установлено, что загрязнению топлива способствует и то, что во время работы МТА в объеме бака создается разрежение и туда подсасывается пыль. То есть, в топливных баках имеет место "большое дыхание" при расходе топлива во время работы дизеля и "малое дыхание" при температурных расширениях топлива. Вместе с тем, топливные фильтры тракторных дизелей не обеспечивают достаточной степени очистки топлива от механических примесей, которые затем проникают к прецизионным деталям топливной аппаратуры [1, 3, 4].

С целью уточнения зон износа плунжерных пар насосов распределительного типа были проведены исследования насосов НД-22/6. Схема работы насосной секции представлена на рис. 1.

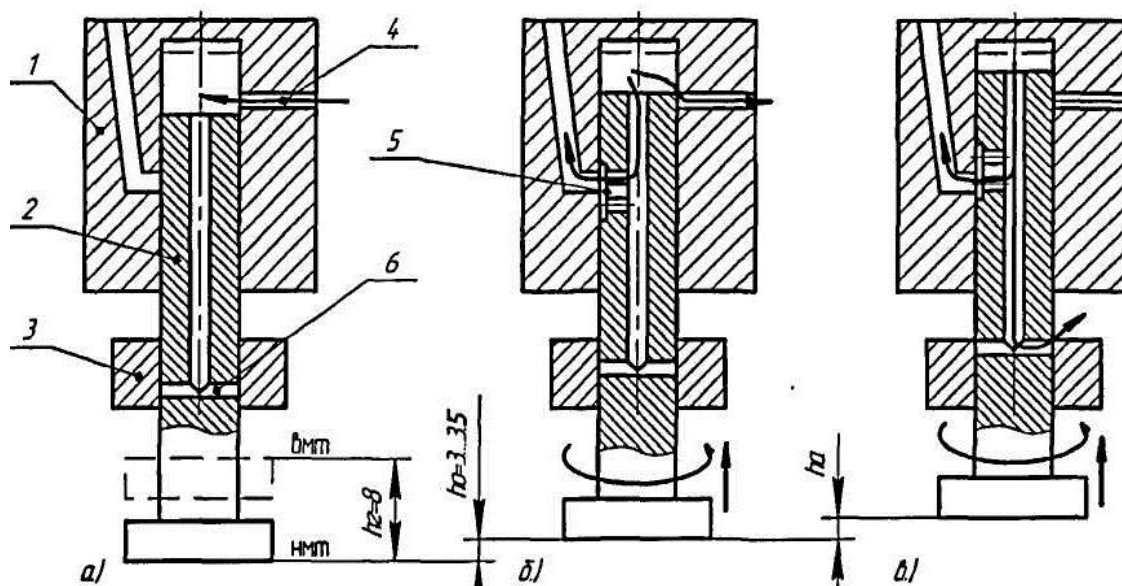


Рис. 1. Схема работы плунжерной пары ТНВД распределительного типа семейства НД: а) наполнение надплунжерного пространства; б) нагнетание топлива; в) отсечка подачи. 1 - втулка; 2 - плунжер; 3 - отсечная втулка, дозатор; 4 - впускное отверстие гильзы; 5 - распределительное отверстие плунжера; 6 - отсечное отверстие плунжера.

В серийной плунжерной паре ТНВД распределительного типа величина цикловой подачи топлива регулируется изменением активного геометрического хода плунжера $h_{г.а.}$ - т.е. ходом плунжера на нагнетании с момента закрытия торцом плунжера 2 впускного отверстия 4 до момента открытия отсечной втулкой 3 отсечного отверстия 5 плунжера (рис. 1). До момента закрытия впускного отверстия плунжер проходит свободный ход h_a равный $3 \dots 3,5$ мм., который позволяет разогнать плунжер до необходимой высокой скорости, до 2 м/с, обеспечивающей высокое давление, и малую продолжительность впрыска.

Были проведены исследования изношенных плунжерных пар методом измерения статической гидроплотности путем их опрессовки и измерения утечек по всем зонам сопряжений на специально разработанном для этого

приспособлении с использованием стенда для проверки и регулировки форсунок КИ-13940. Схема установки приведена на рис. 2.

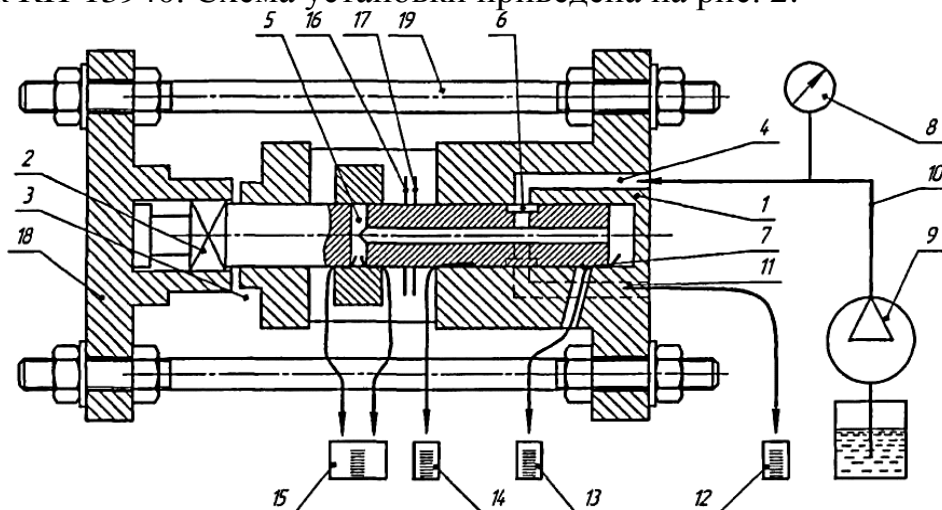


Рис. 2. Схема установки для определения мест локальных износов измерением утечек топлива плунжерных пар насосов типа НД: 1- гильза; 2 - плунжер; 3 - дозатор, отсечная муфта; 4 - нагнетательные штуцера; 5 - отсечное отверстие; 6 - распределительный паз; 7 - впускное отверстие; 8 - манометр; 9 - насос стенда КИ - 13940; 10 - трубки высокого давления 11 - смежный нагнетательный штуцер; 12, 13, 14, 15 - мензурки для измерения утечек топлива между плунжером и гильзой в соседние штуцера, в зоне впускного отверстия, между плунжером и гильзой, между дозатором и плунжером; 16,17 - резиновые экраны для разделения утечек между отсечной муфтой, гильзой и плунжером; 18 - приспособление; 19 - шпильки.

По схеме плунжерная пара устанавливается в специально изготовленное приспособление 18.. Плунжер 2 устанавливается в гильзе 3 распределительным пазом 6 против отверстия в гильзе, через которое подводится топливо под давлением 20...25 МПа от стенда КИ - 13940 через штуцер 4 из которого предварительно вынимается нагнетательный клапан. Продольное положение плунжера 2 в гильзе 1 и дозатора 3 на плунжере 2 соответствует максимальной цикловой подаче насосной секции. Приспособление оснащено двумя резиновыми экранами 16, 17, плотно установленными отверстиями на плунжер для раздельного измерения утечек топлива между плунжером, отсечной муфтой и гильзой. Мензурками 12, 13, 14, 15 производится измерение величины утечек топлива соответственно в соседние штуцера, через впускное отверстие, через сопряжение плунжер-гильза и через сопряжение отсечная муфта-плунжер.

На рис. 3 представлена диаграмма распределения усредненных долей утечек топлива при опрессовке 50 изношенных плунжерных пар насосов распределительного типа НД-22/6 от общей величины утечек. Объем выборки в 50 пар определен по таблицам ГОСТ 17510-72 при принятых значениях доверительной вероятности - 0,95 и относительной ошибки измерений - 15%.

Исследованиями установлено, что основная доля утечек 89% от суммарной величины утечек происходит в зоне впускного отверстия 7 (рис. 2) и измеряется мензуркой 13, при этом среднее квадратичном отклонении

распределения измерений равно $\sigma = 4,085$.

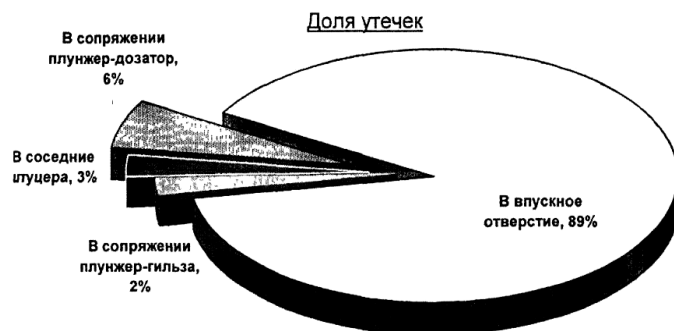


Рис. 3. Диаграмма распределения утечек топлива изношенных плунжерных пар насосов семейства НД-22/6

Вторая по величине доля утечек приходится на отсечное отверстие 5 через сопряжение плунжер 2 и отсечная муфта 3 и измеряется мензуркой 15. Эти утечки составляют 13-15 % от суммарной величины утечек. Третья по величине доля утечек приходится на соседние штуцера из распределительного паза плунжера 6 через увеличенный кольцевой зазор между плунжером и гильзой, измеряется мензуркой 12 и составляет 4 - 5 % от суммарной величины утечек.

Малая, оставшаяся доля утечек 1-2% приходится на сопряжение плунжер-гильза по образующей от распределительного паза 6 в полость низкого давления и измеряется мензуркой 14.

О характере зон износа можно также судить по полученным результатам оценки гидроплотности плунжерной пары в зависимости от положения плунжера относительно втулки. В качестве измерителя гидроплотности плунжерной пары использовалось время падения давления в надплунжерной полости от 20 до 5 МПа. На графике (рис. 4) показана зависимость величин утечек во впускные и отсечные окна от положения плунжера.

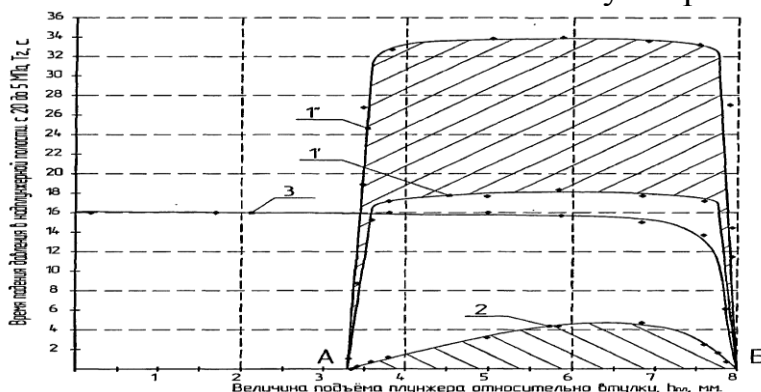


Рис. 4 Зависимость времени падения давления в надплунжерном пространстве (гидроплотности) от положения плунжера во втулке. 1" - новая плунжерная пара с высокой гидравлической плотностью; 1' - новая плунжерная пара с низкой гидравлической плотностью; 2 - плунжерная пара, изношенная до аварийного состояния, 3 - плунжерная пара, изношенная до аварийного состояния, но с заглушёнными впускными отверстиями. Точка А - момент перекрытия впускных отверстий втулки, Б - открытие отсечных отверстий плунжера.

Очевидно, что одним из путей повышения надежности работы МТА, а

вследствие и коэффициента его готовности, как комплексного показателя, может быть увеличение срока службы фильтров и повышение ресурса прецизионных пар ТНВД, за счет обеспечения требуемой чистоты дизельного топлива, используя фильтры-водоотделители дизельного топлива при заправке его в баки мобильной сельскохозяйственной техники и в системе питания дизеля [4, 5].

Выводы. Основной зоной износа плунжерных пар насосов, определяющей их надежность, ресурс и работоспособность - является износ гильзы и плунжера в зоне наполнительных отверстий. Применение фильтра-водоотделителя при заправке топлива и в системе питания двигателя МТА позволяет увеличить ресурс работы фильтров тонкой очистки практически в 2,3 раза, а ресурс работы ТНВД в 2,5 раза. При этом коэффициент готовности топливной системы двигателя МТА повышается с 0,79 до 0,85, что составляет 7,6 %.

Список использованной литературы

1. Григорьев М.А. Обеспечение надежности двигателей /М.А. Григорьев, В.А. Донецкий. –М.: Стандарты, 1978. -324 с.
2. Григорьев М.А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях /М.А. Григорьев. –М.: Машиностроение, 1970. -270 с.
3. Кацук А.С. и др. Практикум по техническому обслуживанию трактора -Глеваха: ИМЭСХ, 2002.-109 с.
4. Дідур В.А., Дідур В.В., Вороновський І.Б. Вплив забрудненості дизельного палива на ефективність використання машинно-тракторних агрегатів (МТА). // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005 – Вип. 33- 194с.
5. Кюрчев В.М., Вороновський І.Б. Фільтр-водовіддільник. Деклараційний патент України № 66522.Опубл. 17.05.04., Бюл. № 5.

Анотація

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСУ ПЛУНЖЕРНИХ ПАР ПНВД РОЗПОДІЛЬНОГО ТИПУ ДВИГУНА МТА

Вороновський І.Б.

Розглядається вплив надійності паливної системи дизельного двигуна на функціональні та експлуатаційні показники МТА в залежності від забрудненості дизельного палива.

Abstract

STUDY OF WEAR PLUNGER PUMP DISTRIBUTOR ENGINE TYPE МТА.

I. Voronovsky

Is investigated influence of reliability of fuel system of the diesel engine on functional and operational parameters of the machine-tractor aggregates (MTA) depending on pollution of diesel fuel.

**ВПЛИВ ЕЛЕМЕНТІВ РЕЖИМУ РІЗАННЯ
ПРИ АБРАЗИВНІЙ ОБРОБЦІ НА ЗАБРУДНЕНІСТЬ
МАСТИЛЬНО-ОХОЛОДЖУВАЛЬНИХ РІДИН**

Гулевська Н. О. інженер, Гулевський В.Б. к.т.н., доцент
Таврійський державний агротехнологічний університет

Кузнецов І.О., к.т.н., доцент
Академія біоресурсів и природовикористання
Кримський федеральний університет

Робота присвячена питанням забруднення і очищення мастильно-охолоджувальних рідин (МОР) в технологічних процесах відновлення деталей при ремонті транспортної техніки

Ключові слова - мастильно-охолоджувальна рідина, абразивна обробка

Постановка проблеми : Механічна обробка деталей при ремонті є не лише способом відновлення під ремонтний, розмір, але і необхідною стадією попередньої обробки для надання деталі правильної геометричної форми, зняття дефектного шару, спеціальної підготовки поверхні під нанесення різного роду покриттів, а також як остаточна стадія обробки відновлюваних деталей під номінальний раз заходів.

Застосовуючи нові прогресивні склади МОР і сучасні способи їх подачі (гідроаеродинамічний, струминно-напірний, поетапний), можна створити такі умови охолодження, при яких, незважаючи на високу контактну температуру, поверхневий шар матеріалу деталі зазнаватиме найменші зміни. Ці обставини є вирішальними при абразивній обробці деталей.

Проте забруднення СОЖ механічними домішками може істотно спотворити стабілізацію різальної здатності інструменту, і як наслідок отримувати характеристики поверхонь відновлюваних деталей.

Аналіз попередніх досліджень: Нині розроблений ряд стандартів, що встановлюють класи чистоти МОР. До них в першу чергу слід віднести ГОСТ 17216-2001[1]. Цей стандарт встановлює 17 класів чистоти рідини, які вказують в технічних вимогах до рідин при їх постачанні, транспортуванні і зберіганні, у вимогах до експлуатації машин і пристроїв і в технологічній документації по виготовленню і ремонту систем, пристроїв, машин і деталей.

У роботі [2] приведені класи частоти рідин відповідно до американського стандарту, розробленим SAE, ASTM і AJA.

Вищеназвані стандарти застосовні для робочих рідин, використовуваних в різних гідроприводах, і регламентують розміри і кількість сторонніх механічних часток. Проте вони дають суто орієнтовні дані про зміст механічних домішок в різних пристроях. Регламентація ж змісту домішок в МОР при абразивній обробці потрібна для точнішого прогнозування і забезпечення заданої шорсткості і точності форми обробленої поверхні деталі.

У зв'язку з цим, вказані стандарти не можуть бути застосовані для нормування чистоти МОР при абразивній обробці деталей транспортної техніки

Формування мети статті (постановка завдання): Оскільки ефективність абразивної обробки відновлених деталей залежить від безлічі чинників, як детермінованих (режими різання), так і стохастичних (характеристика інструменту, якість МОР), то в статті представлений узагальнений імовірнісний підхід до аналізу змісту механічних домішок в МОР залежно від різних умов абразивної обробки деталей транспортної техніки.

Основна частина: Основними елементами режиму різання є (рис.1) :

- окружна швидкість круга (вказується у кінці характеристики круга і є максимальною міцністю круга, що допускається);
- швидкість обертального або поступального руху деталі;
- глибина різання - шар металу, що знімається шліфувальним кругом за один або подвійний хід при круглому або плоскому шліфуванні або ж рівна усьому припуску на сторону при врізаному шліфуванні;

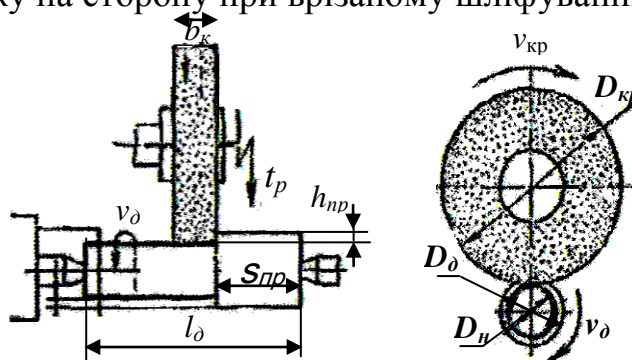


Рис. 1. Схема обробки шліфувальним кругом деталей класу "вали":

h_{np} - величина припуску, мм; l_d - довжина деталі мм, v_{kp} - швидкість обертання круга, м/с, v_d - швидкість обертання деталі, м/хв, b_k - ширина круга, мм, D_d і D_n - дійсний і номінальний розмір деталі, мм, D_{kp} - діаметр круга, мм, t_p - глибина різання, мм, s_{np} - подовжня подача круга, дв. ходів/

Для теоретичного визначення об'єму знятого матеріалу m_m за період обробки деталі використовуємо наступну залежність [3] :

$$m_m = \frac{\pi \cdot l_d}{4} \cdot (D_d^2 - D_n^2) \cdot \rho_m, \quad (1)$$

де ρ_m - щільність матеріалу деталі, кг/м³

Оскільки кількість подвійних ходів столу $n_{дв.х}$ дорівнює:

$$n_{дв.х} = \frac{h_{np}}{t_p}, \quad (2)$$

а різниця між дійсним і номінальним розмірами деталі рівне $2h_{np}$, тоді:

$$m_n = \frac{\pi \cdot l_d}{4} \cdot [t_p \cdot n_{дв.х} \cdot (2D - 2t_p \cdot n_{дв.х})] \cdot \rho_m, \quad (3)$$

Таким чином, кількість знятого матеріалу або концентрація домішок δ_{ex} в МОР залежатиме від цілого ряду параметрів режиму різання $\delta_{ex} = f(h_{np}, n_{дв.х}, t_p)$.

Орієнтовно кількість рідини, що подається, залежить від ширини шліфувального круга : на кожні 10 мм ширини круга витрачають приблизно від 10 до 30 л/хв. рідини.

При абразивній обробці відновлюваних деталей засобів транспорту, внаслідок забруднення МОР механічними домішками, відбувається знос шліфувальних зерен, тим самим зменшується період стійкості шліфувального круга і відповідного збільшення числа правок, що призводить до збільшення витрат праці і часу для забезпечення необхідного параметра шорсткості.

Зміна режимів шліфування в циклі призводить до зміни об'єму знятого матеріалу за період обробки деталі, наприклад глибина подачі шліфувального круга і оброблювана поверхня незалежно впливають на концентрацію механічних домішок в МОР (рис. 2).

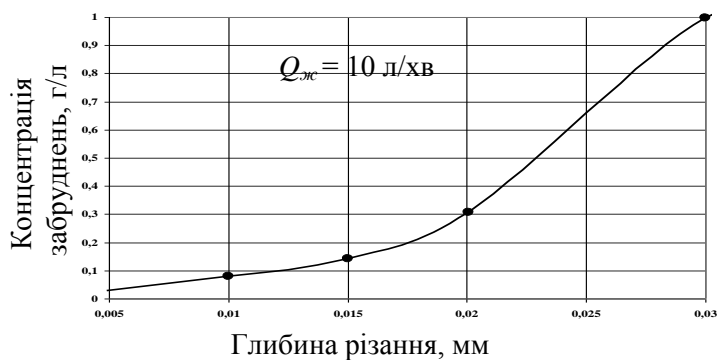


Рис.2. Залежність концентрації домішок в МОР від глибини різання

Проведені раніше аналітичні і експериментальні дослідження процесів абразивної обробки деталей, показали, що залежно від режимів різання, можливо досягнути в області стійкого формоутворення різний рівень продуктивності. Тому для одних і тих же деталей при різних способах відновлення застосовують різні режими різання. Підставляючи рекомендовані режими різання для обробки відновлюваних деталей [3], можливо визначити об'єм знятого металу за одну хвилину обробки деталі (рис. 3).

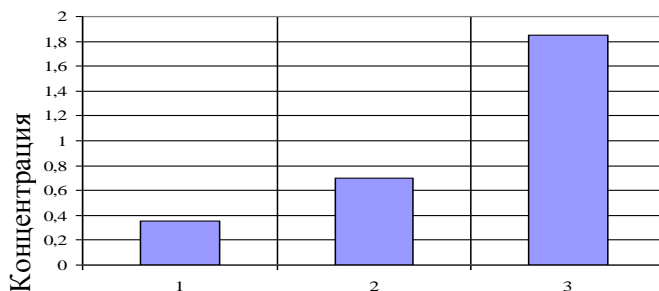


Рис. 3. Розподіл забрудненості МОР при шліфуванні поверхонь деталей за одну хвилину обробки : 1 - штампована і проточена, 2 - відновлена металізацією напиленням, 3 - наплавлена під шаром флюсу.

В зв'язку з цим, щоб уникнути впливу забрудненості МОР на отримання необхідної мікрогеометрії поверхні відновлених деталей засобів транспорту необхідно якісно її очищати (особливо від металевої складової) [4].

Висновки: Проведений літературний аналіз і дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- значний вплив на абразивну обробку відновлених деталей чинять мастильно-охолоджувальні рідини;

- на якість поверхні при абразивній обробці різанням деталей транспортної техніки впливає не лише відсутність МОР, але і її чистота в процесі експлуатації;

- параметри режиму шліфування (окружні швидкості круга і деталі, швидкості подач, глибина різання) чинять вплив на кількість знятого матеріалу за годину абразивної обробки деталі.

Список використаних джерел

1. Промышленная чистота. Жидкости смазочно-охлаждающие. Общие технические требования: ГОСТ Р 50558-93.-М.: Издательство стандартов, 1993.- 16 с.
2. *Cole P.W.* Particle count rationalization / *P.W. Cole* // Paper presented of American Contaminant control Meeting.- St. Louis, 1966.- 21 p.
3. *Ф.Н. Абрамов.* Справочник по обработке металлов резанием / *Ф.Н. Абрамов.* и др. – К.: Техника, 1983. - 345 с.
4. *Просвірнін В.І.* Вплив чистоти мастильно - охолоджувальних рідин на якість поверхні деталей при ремонті транспортної техніки / *В.І. Просвірнін, В.Б. Гулевський, Б.В. Савченко* // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут. ” Технології в машинобудуванні. – Харків, 2008. - №22. - С. 57-60.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ РЕЖИМА РЕЗАНИЯ ПРИ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКЕ НА ЗАГРЯЗНЕННОСТЬ СМАЗОЧНО- ОХЛАЖДАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ

Гулевська Н. О., Гулевський В.Б., Кузнецов І.О.

Работа посвящена вопросам загрязнения и очистки смазочно-охлаждающих жидкостей в технологических процессах восстановления деталей при ремонте транспортной техники

Abstract

INFLUENCE OF ELEMENTS OF THE CUTTING MODE AT ABRASIVE TREATMENT ON MUDDINESS TECHNICAL LIQUIDS

N. Gulevskay, V. Gulevsky, I. Kuznetsov

Work the questions of contamination and cleaning of technical liquids in technological processes of renewal of details at repair of a transport technique is devoted

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ШЛІФУВАННЯ ТА ЛЕЗВІЙНОЇ ОБРОБКИ ІНСТРУМЕНТАМИ З ПСТМ НА ОСНОВІ НІТРИДУ БОРУ

Сушко О.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Мельник К.Л., викладач, спеціаліст I категорії

Мелітопольський коледж ТДАТУ

В статті наведено порівняльний аналіз процесів шліфування та лезвійної обробки інструментами на основі нітриду бору на прикладі загартованих сталей та чавунів.

Ключові слова – надтверді матеріали, лезвійна обробка, інструмент, режими різання, шліфування, модифікації нітридів бору.

Постановка проблеми. Процес різання лезвійним інструментом на основі надтвердих модифікацій нітриду бору істотно відрізняється від процесу різання діамантовим інструментом, що зумовлюється його особливими фізико-механічними властивостями. Надтверді матеріали на основі нітриду бору, декілька поступаючись алмазу по твердості, характеризуються високою термостійкістю, високим опором термічним ударам і циклічним навантаженням, а також слабкою хімічною взаємодією з залізом, який є основним компонентом більшості матеріалів, що піддаються обробці різанням [1].

Різання загартованих сталей лезвійним інструментом з нітриду бору супроводжується нижчим рівнем сил різання в порівнянні з обробкою традиційним інструментом. Зі зростанням швидкості різання інтенсивність зменшення сил різання знижується. На інтенсивність зниження коефіцієнта тертя впливає й теплопровідність інструментального матеріалу: чим вона нижча, тим нижче коефіцієнт тертя за інших рівних умов. Так, при терті алмазу з латунню (зовнішнє тертя) вплив швидкості практично відсутній, тоді як при терті нітриду бору з латунню (внутрішнє тертя) швидкість, як тепловий чинник, надає великого впливу на коефіцієнт тертя [2].

Процес лезвійної обробки нітридоборним інструментом, завдяки високій якості, є конкурентоздатним абразивній обробці. Необхідні подальші дослідження зі встановлення впливу швидкості різання на якість обробленої поверхні для можливості порівняльного аналізу процесу шліфування та лезвійної обробки інструментами із ПСТМ на основі нітриду бору.

Аналіз останніх досліджень. При лезвійній обробці загартованих

сталей різцями з нітриду бору останні піддаються всім видам зносу: абразивному, дифузійному, хімічному, окислювальному. Проте, в сумарний знос в різні періоди експлуатації інструменту внесок кожного з цих видів неоднаковий. Інтенсивність зносу різна та залежить від умов різання [2]. На зносостійкість різців з нітриду дуже впливають фазово-структурні особливості інструменту. При точінні загартованої сталі різцями з нітриду бору на основі сфалериту (ельбор-Р) оптимум в залежності довжини шляху різання від швидкості зрушений у бік великих її значень. А оптимум для різців на основі вюрциту (гексаніт-Р) зрушений у бік менших швидкостей різання [3]. Це пояснюється відмінністю фізико-механічних властивостей ельбору-Р і гексаніту-Р, й, в першу чергу, різною термостійкістю, теплопровідністю, різними показниками міцності.

При розточуванні загартованих сталей на дооптимальних і оптимальних швидкостях різання знос різців з ПСТМ відбувається в основному по задній поверхні, а збільшення швидкості різання призводить до зносу різця як по задній, так і по передній поверхнях. За критерій затуплення різців з нітриду бору при розточуванні сталі ШХ15 слід приймати знос по задній поверхні не більше 0,4мм. При необхідності забезпечувати високу якість обробленої поверхні, критерій зносу може змінюватися [4].

Встановлений зв'язок між швидкістю різання V і стійкістю при обробці T загартованих сталей інструментами з ПСТМ. Отримана узагальнена залежність, яка описує поліекстремальну структуру залежності стійкості від чинників різання: подачі, глибини та діаметру обробки та найповніше відображає закономірності фізичних явищ при різанні [3].

Формулювання цілей статті. Метою роботи є порівняльний аналіз процесів шліфування та лезвійної обробки інструментами з ПСТМ на основі нітриду бору при обробці загартованих сталей.

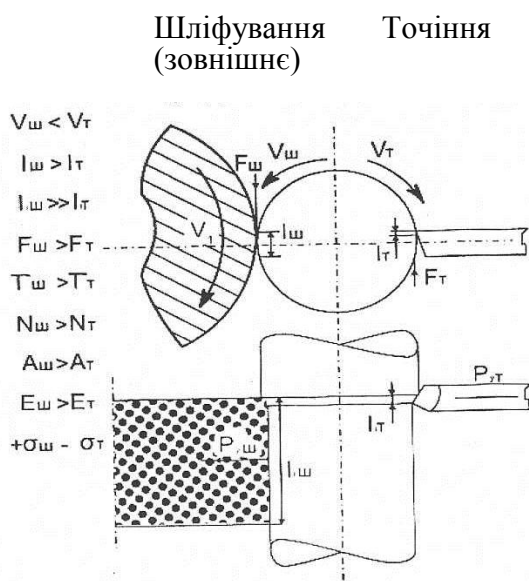


Рисунок 1 - Схема контакту інструменту з оброблюваною поверхнею при шліфуванні і точінні

Основна частина. Заміна процесу шліфування лезвійною обробкою інструментами із ПСТМ на основі нітриду бору при обробці деталей із загартованих сталей і чавунів є особливо перспективною. Тут перевага лезвійної обробки виявляється найповніше.

Для докладного аналізу переваг лезвійної обробки розглянемо схеми різання при шліфуванні, точінні і розточуванні. Площа контакту шліфувального круга з деталлю значно пере-

вищує площу контакту різця з деталлю (рис. 1).

Це перевищення складає десятки або, навіть, сотні разів. У зв'язку з цим робота різання та тепловиділення при шліфуванні значно більше, ніж при точінні. Таким чином, локальність контакту інструменту з деталлю при лезвійній обробці і, отже, додатково локальність високої температури до обробленої поверхні є відмітною особливістю точіння і фрезерування порівняно зі шліфуванням. Якщо порівняти довжину контакту круга і різця з оброблюваною деталлю у напрямі вектору швидкості різання, то можна побачити, що при точінні вона істотно менша.

Окружна швидкість деталі при шліфуванні менша, ніж при точінні і, отже, час дії високої температури на поверхню деталі при шліфуванні більше, ніж при точінні. Тому ще однією особливістю процесу точіння, порівняно з шліфуванням, є короткочасність дії високої температури на оброблену поверхню. Так, час дії високої температури при точінні на дуже малу поверхню деталі становить 0,00001 сек.

Таким чином, локальність і короткочасність дії високої температури на поверхню деталі при лезвійній обробці є гарантією того, що висока температура не проникає на велику глибину і не «встигає» провести істотні фазово-структурні зміни в поверхневому шарі деталі. Так, якщо на поверхні деталі при точінні різцями з нітриду бору загартованої сталі температура досягає 1200°C, то, як показують дослідження, на глибині 10 мкм від поверхні вона не перевищує 100°C.

Отже, високі температури, які мають місце при точінні з-за локальності і короткочасності їх дії в дуже тонких шарах деталі, з урахуванням величезних градієнтів, можуть приводити до аморфізації якнайтоншого поверхневого шару деталі, чому сприяє контакт з таким

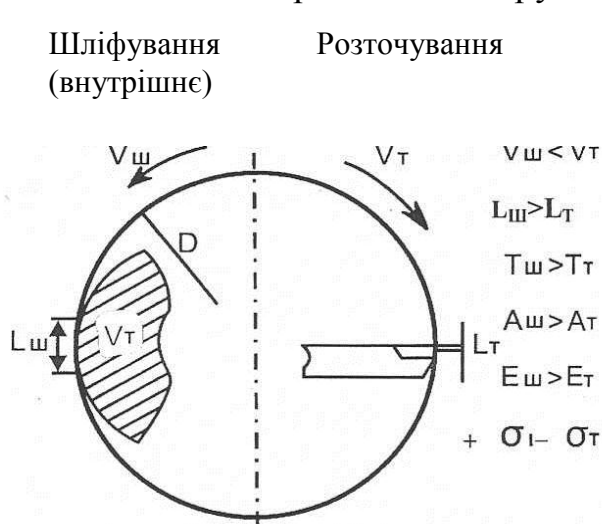


Рисунок 2 - Схема контакту інструменту з оброблюваною поверхнею при шліфуванні і розточуванні

інтенсивним аморфізатором, яким є нітрид бору.

Як відомо, наявність тонкої аморфної плівки на обробленій поверхні деталі підвищує експлуатаційні характеристики останньої. При порівнянні внутрішнього шліфування та розточування переваги лезвійної обробки виявляються ще яскравіше, оскільки величина контакту шліфувального круга тут більша, ніж при зовнішньому шліфуванні [4].

Якщо порівняти характеристики якості обробленої поверхні при шліфуванні і точінні, то можна побачити, що по такому критерію, як шорсткість, точіння не поступається шліфуванню. Так, при

точінні загартованих сталей різцями з нітриду бору можна забезпечити шорсткість $Ra = 0,3-0,4$ мкм. По критерію шорсткості – відносній опорній довжині профілю t_p – шліфування поступається точінню. Порівняння залишкової напруги в поверхневих шарах обробленої поверхні після шліфування і точіння показує, що лезвійна обробка забезпечує отримання сприятливої стискаючої напруги в той час, як шліфування - розтягуючої.

Слід зазначити, що при точінні повністю відсутні припали, мікро- і макротріщини в обробленій поверхні. Фазово-структурні зміни в приповерхневому шарі при точінні мінімальні, розшарування поверхні відсутні.

Розглянуті переваги процесу точіння порівняно з шліфуванням іноді ігноруються під тим приводом, що процес шліфування продуктивніший, ніж точіння. Як показує аналіз порівняння варіантів оброблюваних поверхонь, шліфування далеко не завжди є більш продуктивним точіння. Так, внутрішнє шліфування, особливо поверхонь малих діаметрів, багато разів програє процесу розточування, і лише при обробці великих діаметрів, процеси можна порівнювати. При заміні шліфування на точіння при обробці багатьох деталей із загартованої сталі багатократні переваги утворюються не тільки за рахунок меншого машинного часу, але й за рахунок економії допоміжного часу. Можливість виготовлення на одному верстаті, ліквідуючи обробку на шліфувальному верстаті, значно скорочує цикл обробки.

Як показує практика роботи, особливо закордонна, сьогодні все більше деталей із загартованих сталей обробляються лезвійним інструментом, а не абразивним. При цьому перспективним є не тільки точіння, але й фрезерування. Так, фрезерування чавунних напрямних металорізальних верстатів забезпечує високу якість при дуже високій продуктивності ($V = 900$ м/хв. при хвилинній подачі $S = 200-600$ мм/хв.) при практично повній відсутності теплових деформацій [4].

Ще одна перевага, що вигідно відрізняє лезвійну обробку від шліфування – можливість відмовитися від застосування змащувально-охолоджувальних рідин (ЗОР). Так, лезвійна обробка інструментами з синтетичних надтвердих матеріалів широкої гами оброблюваних матеріалів, зокрема загартованих сталей і чавунів, проводиться, як правило, без застосування ЗОР, що значно покращує екологічні показники.

Як показує аналіз енерговитрат цих процесів, шліфування є більш витратним, причому практично завжди, оскільки питома робота різання і потужність завжди більше при шліфуванні. Враховуючи актуальність енерговитратних підходів в оцінці процесу механічної обробки, висновок про те, що лезвійна обробка менш енерговитратною, є вельми важливим.

Висновки. Таким чином, порівняльний аналіз процесів шліфування і лезвійної обробки дозволяє зробити висновок про певні переваги останнього перед першим. Це доводить, що найбільш ефективним та конкурентоздатним при обробці загартованих сталей, чавунів різної

твердості, наплавлених матеріалів, що важко обробляються, високолегованих сталей і сплавів є застосування лезвійного інструменту з нітриду бору. Тут перевага надтвердих нітридборних матеріалів реалізується найповніше.

Література.

1. Девин Л.Н. Определение предела прочности при растяжении поликристаллических сверхтвердых материалов // Сверхтвердые материалы. – 1998, № 7. – С. 24-28.

2. Сушко О.В. Лезвийна обробка інструментами на основі надтвердих модифікацій нітриду бору // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – 2014. – Випуск 148. – С.219-224.

3. Сушко О.В. Залежність зносостійкості інструменту з нітриду бору від режимів різання при точінні // Науковий вісник НУБіП. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2015. – Випуск 212, ч.1.

4. Зубарь В.П. Перспективы применения лезвийного инструмента из сверхтвердых материалов (СТМ 2004/4, с.42).

Аннотация

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ШЛИФОВАНИЯ И ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКИ ИНСТРУМЕНТАМИ С ПСТМ НА ОСНОВЕ НИТРИДА БОРА

О. Сушко

В статье представлены некоторые результаты сравнительного анализа процессов шлифования и лезвийной обработки инструментами на основе плотных модификаций нитрида бора закаленных сталей и чугунов

Abstract

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE PROCESSES OF GRINDING AND BLADE MACHINING TOOLS WITH PSTM-BASED BORON NITRIDE

O. Sushko

The article presents some results of a comparative analysis of the processes of grinding and blade processing tools based on dense modifications of boron nitride hardened steels and cast irons

МІКРОМЕХАНІЗМ РУЙНУВАННЯ ДЕФОРМОВАНОЇ СТАЛІ

Буніна Л. М., к.т.н., доцент,
Таврійський державний агротехнологічний університет
Мельник К.Л., викладач, спеціаліст I категорії
Мелітопольський коледж ТДАТУ

Наведено мікромеханізм руйнування при розтягуванні кованих марганцевистих сталей. Показано, що кращі результати забезпечило комплексне розкислення сталі алюмінієм та фероцерієм.

Постановка проблеми. Ковані марганцевисті сталі з вмістом вуглецю від 0,1 до 0,5% широко застосовуються у сільськогосподарському машинобудуванні: вали, осі, шатуни. Середньовуглецеві марганцевисті сталі 30Г и 35Г використовуються для виготовлення валів, тяг, траверс, пальців, ланок гусениць. Сталі 40Г, 45Г, 50Г, 30Г2, 35Г2, 40Г2, 45Г2, 50Г2 знаходять застосування для виготовлення півосей легкових і вантажних автомобілів, колінчатих валів, гальмових важелів і дисків (ГОСТ 1050–88). Аналіз досвіду підприємств, що роблять поковки методом вільного кування показує, що даний технологічний процес має два основних недоліки: 1) високий брак злиwkів і поковок; 2) невисокі механічні властивості поковок, особливо на поперечних зразках. Можна припустити, що перший вид браку вилиwkів і поковок викликається надлишковою кількістю сульфідних включень і їхньою несприятливою морфологією і топографією, а також надлишковою кількістю нітриду алюмінію на границях аустенітних зерен. В середньовуглецевих сталях типу хромансиль «критичний» зміст алюмінію, що відповідає II типу неметалічних включень, може складати 0,05...0,15%, тобто в 5...10 разів перевищувати «критичний» зміст алюмінію для середньовуглецевої сталі. При такому змістi алюмінію відбувається інтенсивне виділення пластинчастих нітридів алюмінію на границях зерен, злам стали перетворюється у кам'янистий, її механічні властивості різко знижуються. Таким чином, для одержання щільних вилиwkів зі сприятливою формою неметалевих включень потрібно удосконалювання методів кінцевого розкислення сталей, легованих марганцем. Низькі механічні властивості на поперечних зразках обумовлені високою деформованістю сульфідних включень. Для усунення описаних недоліків необхідно застосувати технологію кінцевого розкислення, що дозволяє одержати в сталі тугоплавкі сульфідні включення, що не деформуються при куванні, і обмежити утворення нітридів алюмінію на границі аустенітних зерен. При цьому технологія кінцевого розкислення сталі для ковальських злиwkів повинна забезпечувати одержання щільного металу і спадково дрібнозернистої структури.

Аналіз останніх досліджень. Неметалеві включення впливають на процес утворення мікротріщин. Сталь, що містить пластинчаті включення, руйнується значно раніше сталі з глобулярними включеннями [1]. Біля неметалевих включень спостерігаються поля напружень, радіус яких складає 4...5 радіусів включення. Отже, при зміні включень у сталі 0,2%, обсяг напруженого металу складає 3...5%. Щільність дислокацій, розташованих навколо включень у 4,3 рази вище, ніж у металевій матриці. При деформації зразків розтяганням на 1,5% цей показник зростає до 7,0. У цілому, аналіз літературних даних показує, що неметалеві включення в процесі пластичної деформації відіграють роль: перешкод для дислокацій, що рухаються; місць з підвищеною концентрацією дислокаційних джерел; місць, в околиці яких зароджується в'язка і крихка тріщина [2]. Під дією статичних, ударних і циклічних навантажень при низьких, кімнатних і високих температурах мають місце три механізми зародження мікротріщин за участю неметалевих включень: 1) руйнування включення і перехід тріщини з нього в метал; 2) руйнування по міжфазній границі з наступним ростом порожнини навколо включення; 3) утворення тріщини перед включенням внаслідок згущення смуг ковзання. Запропоновані методи кількісної оцінки ролі неметалічних включень у процесах зародження і поширення мікротріщин. Як основні показники, обумовлені методами кількісної металографії, приймаються: коефіцієнт участі включень у руйнуванні $K_{\text{нв}}$ (частка включень, що прийняли участь у зародженні мікротріщин) і коефіцієнт зв'язку мікротріщин із включеннями $K_{\text{н}}$ (частка мікротріщин, що зародилися на включеннях). Результати досліджень показують, що незалежно від схеми напруження (статичне розтягання, циклічні навантаження) і температури досліджень, від 70 до 100% перших мікротріщин зароджуються на неметалевих включеннях ($K_{\text{н}}$ дорівнює від 0,7...1,0), а при перших навантаженнях практично усі включення беруть участь у тріщиноутворенні ($K_{\text{нв}}=1$) [3].

Формулювання цілей статті. Метою роботи було вивчення впливу модифікування фероцерієм у порівнянні з розкисленням алюмінієм сталі 40Г з урахуванням їхньої технологічної текстури на процес руйнування.

Основна частина. Розкислення алюмінієм неспроможне забезпечити сприятливу морфологію неметалевих включень, тому все більше застосовують спільне розкислення алюмінієм та рідкоземельними металами. З останніх найбільше застосування отримав фероцерій. Зі зростанням його вмісту відбувається поступова глобуляризація включень і зниження кількості включень глинозему та шпінелей [4, 5, 6].

В зв'язку з тим, що роль неметалевих включень у процесах зародження та розвитку мікротріщин в литій сталі достатньо повно висвітлена у роботі І.П. Волчка [3], вивчали вплив неметалевих включень на мікромеханізм руйнування кованої сталі, розкисленої алюмінієм та алюмінієм і рідкоземельними металами (РЗМ). За методикою І.П. Волчка [3] досліджувався процес зародження і поширення тріщин на плоских поздовжніх та поперечних зразках–шліфах за допомогою приставки до металографічного мікроскопа. По

результатам аналізу деформованої поверхні зразків – шліфів були визначені показники руйнування K_L , K_N та $K_{НМВ}$ досліджуваного варіанта сталі. Вивчалась роль неметалевих включень у процесі руйнування кованої сталі 40Г після гартування та високої відпустки. Результати випробувань подані на рис. 1.

Показник K_N уявляє собою відносну кількість мікротріщин, які зароджуються на неметалевих включеннях, а показник K_L – їх відносну довжину. При ступеню деформації до 3% поперечних зразків в сталях, розкислених алюмінієм всі тріщини зароджувались на витягнутих залізо-марганцевих сульфідах. Аналогічним чином змінювався показник K_L . Зниження показників K_N та K_L , які визначили на поздовжніх зразках розкислених алюмінієм сталей мало місце при деформації близько 0,5 %. Таким чином в найбільшій мірі зародженню та розвитку мікротріщин витягнуті залізо-марганцеві сульфіди сприяли, якщо навантаження розтягування було нормальним до поздовжньої осі включення і в найменшій мірі при збігу осі включення та напряму пластичної деформації при куванні. Криві, які характеризують залежність показників K_N та K_L від ступеню деформації для сталей, розкислених алюмінієм та фероцерієм, займали проміжне положення.

Для всіх варіантів розкислення і типів зразків, при ступеню деформації близько 8% показник $K_{НМВ}$ дорівнює 1. Це свідчить про те, що при цій деформації всі включення сприяли зародженню та розвитку мікротріщин в сталі. З експериментальних даних також слідує, що $K_{НМВ}$ для поперечних зразків сталей, розкислених алюмінієм, досягає величини 1% при ступеню деформації 1,5...2%, тим часом як при випробуванні поздовжніх приблизно 4% і для поперечних і поздовжніх зразків сталі, розкислених алюмінієм і фероцерієм відповідно при 6 і 8%.

Були вивчені мікрорельєфи руйнування сульфідних включень на поздовжніх зразках. Мікротріщини зароджувались як у включеннях так і на поверхні розділу метал-включення та переходили в метал при деформаціях, що передують руйнуванню (рис. 2, а). У випадку менш деформованих включень тріщини також виникали у включеннях, але в процесі пластичної деформації в місцях скупчення включень, при деформаціях, що передують руйнуванню, утворювались каверни, порівняні з товщиною включень (рис. 2, б).

При випробуванні поперечних зразків з сульфідними включеннями в основному спостерігалось формування тріщини на поверхні метал-включення і перехід мікротріщини в металеву основу. Часто включення сульфідного типу приводили до утворення магістральних тріщин (рис.2, в).

При випробуванні поздовжніх зразків з церієвими включеннями мікротріщини зароджувались усередині включень і переходили при подальшій деформації в металеву основу. Ці включення найменш впливали на процеси зародження і розвитку мікротріщин у кованої сталі Іноді біля церієвих включень утворювались порожнини, унаслідок відділення останніх від металу, що свідчить про високу механічну міцність церієвих включень (рис.2, г).

Результати випробувань поперечних зразків з церієвими включеннями показали, що вони впливають на процеси зародження і поширення тріщин

приблизно таке ж, як і результати випробувань на поздовжніх зразках: тріщини зароджувалися як на поверхні метал-включення, так і в самому включенні з наступним переходом у метал (рис. 2, д). У випадку скупчення (строчечного розташування) церієвих включень, мікротріщини переходили від одного включення до іншого (рис. 2, е).

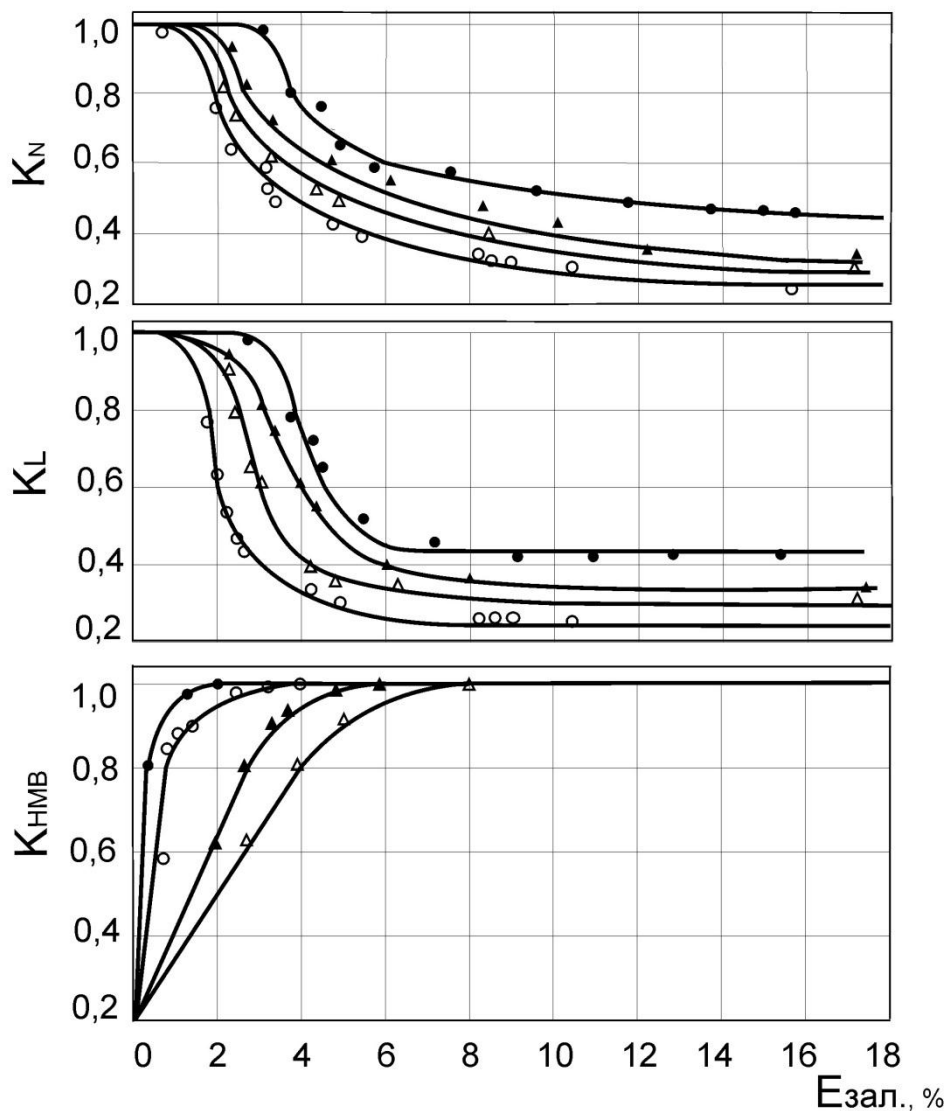


Рис. 1. Залежність показників K_{HMB} , K_N и K_L від залишкової деформації $E_{\text{зал.}}$ сталі 40Г: ● – розкислення Al, поперечні зразки;
○ – розкислення Al, поздовжні зразки;
▲ – розкислення Al+FeSe, поперечні зразки;
△ – розкислення Al+FeSe, поздовжні зразки.

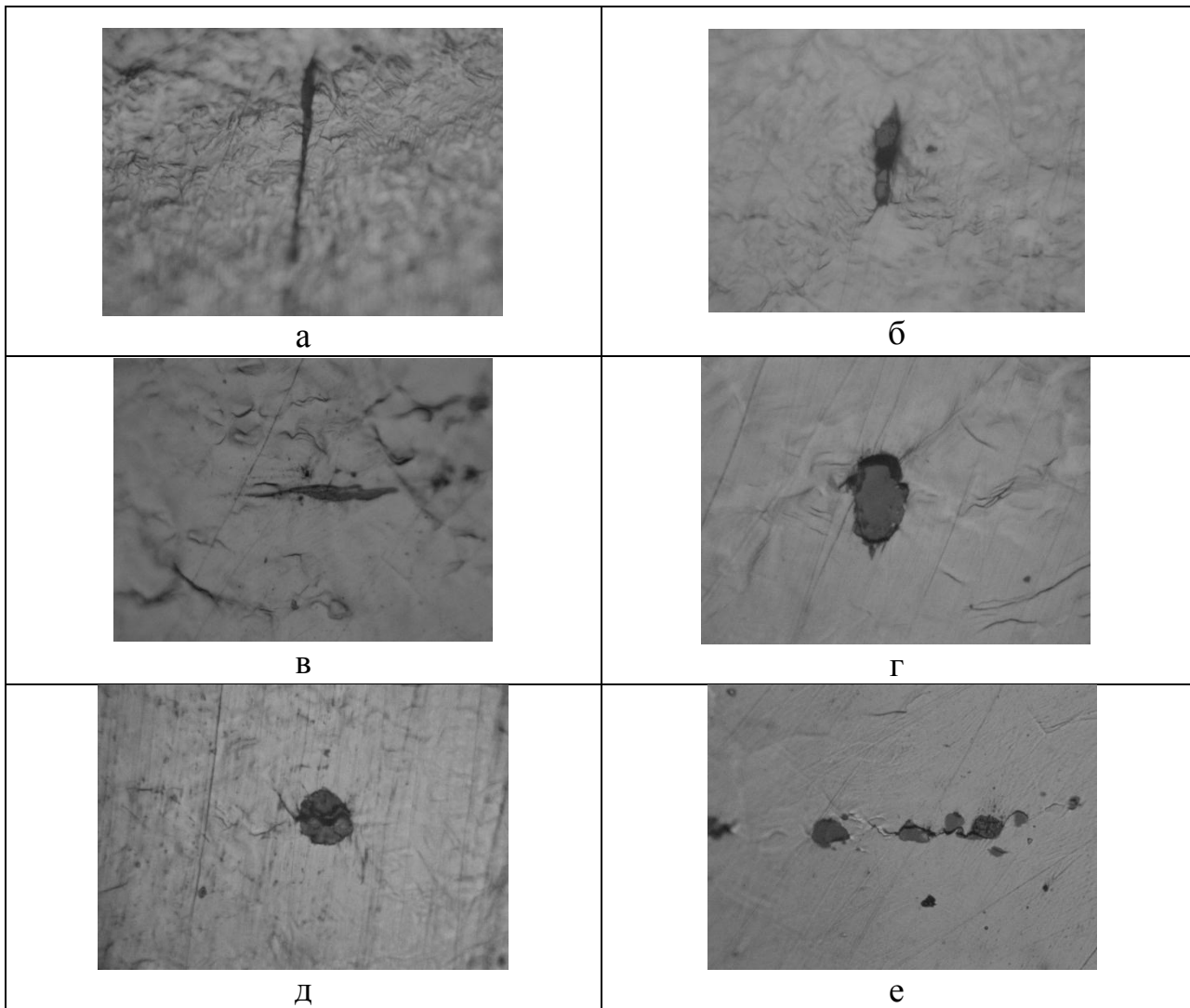


Рис.2. Зародження та розвиток мікротріщин в сталі 40Г: а – розкислення Al, поздовжній зразок; б – розкислення Al; поздовжній зразок; в – розкислення Al; поперечний зразок; г – розкислення Al+FeSe; поздовжній зразок; д – розкислення Al+FeSe; поперечний зразок; е – строчечне розташування церієвих включень, $\times 900$.

Висновки. За наявності неметалевих глобулярних включень ковані сталі мають перевагу перед кованими сталями з витягнутими неметалевими включеннями по опору руйнуванню при статичних навантаженнях.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Голубцов В.А. Модифицирование стали для отливок и слитков / В.А. Голубцов, В.В. Лунев. – Челябинск – Запорожье: ЗНТУ, 2009. – 356 с.
2. Brocksbank D. Stress field around inclusions and their relation to mechanical properties / D. Brocksbank, K.W. Andrews // J. Iron Steel Inst. – 1972. – Volume 210, №4. – P. 246 – 250.

3. Волчок И.П. Сопротивление разрушению стали и чугуна / Волчок И.П. – М.: Металлургия, 1993. – 192 с.
4. Шульте Ю.А. Неметаллические включения в электростали / Ю. А. Шульте. – М.: Металлургия, 1964. – 207 с.
5. Поволоцкий Д. Я. Раскисление стали / Д. Я. Поволоцкий. – М.: Металлургия, 1972. – 208 с.
6. Малиночка Я.Н. Сульфиды в сталях и чугунах / Я. Н. Малиночка, Г. З. Ковальчук. – М.: Металлургия, 1988. – 244 с.

Аннотация

МИКРОМЕХАНИЗМ РАЗРУШЕНИЯ ДЕФОРМИРОВАННОЙ СТАЛИ

Л.Н. Бунина

Приведен микромеханизм разрушения при растяжении ковеной марганцовистой стали. Показано, что лучшие результаты обеспечило комплексное раскисление стали алюминием и ферроцерием.

Abstract

THE MICROMECHANISM OF DEFORMED STEEL FRACTURE

L. Bunina

The micromechanism of tension fracture of manganese steel for forging is given. It was founded that deoxidation of steel by aluminium and ferrocium produced better results.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ МАССОВО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МОТОАГРЕГАТОВ

Овсянников С.И., к.т.н., доцент

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Гриб В.М., д.с.-х.н., доцент

Национальный университет биоресурсов и природопользования (г. Киев)

В работе рассмотрены основные требования к определению габаритных размеров и координат центра масс тракторов и с.-х. машин. Однако они не применимы к мототехнике. Поэтому в работе представлены разработанные методики: методика определения основных конструктивных размеров мотоагрегатов, методика определения координат центра масс мотоблока, методика определения моментов инерции относительно центральных осей мотоблока. Разработана конструкция лабораторного оборудования для определения моментов инерции относительно центральных осей как мотоблоков, так и агрегатов на их основе.

Введение. При математическом описании динамических процессов движения мотоблоков (МБ) и агрегатов на их основе используются следующие параметры: общий вес, распределение веса по движителям, координаты центра масс МБ, координаты стыковочных устройств, координаты центра масс агрегируемых машин, моменты инерции относительно центральных осей. Особенностью мотоагрегатов (МА) является одноосная конструкция, которая уравнивается в продольной плоскости оператором через штанги управления. Оператор, удерживая агрегат за штанги управления, частично воспринимает или добавляет нормальную нагрузку от силы веса агрегата. Поэтому, известные методики для тракторных агрегатов в данном случае не применимы.

Анализ публикаций. Определение веса тракторов и распределение его на движители регламентируется ГОСТ 30750-2001 «Тракторы сельскохозяйственные. Определение положения центра тяжести». Данный ГОСТ взят за основу для описания условий проведения экспериментов и погрешностей измерений. Конструктивные параметры тракторов и машин регламентируются ГОСТ 26025-83 «Машины и тракторы сельскохозяйственные и лесные. Методы измерения конструктивных параметров», а также ГОСТ 7057-81 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний». Но приведенные в них методики не позволяют определить конструкционные параметры МА и координаты центра тяжести.

Из-за сложности формы и неоднородности распределения массы МА возникают определенные трудности в определении моментов инерции

вращающихся и поступательно движущихся масс расчетным способом относительно центральных осей.

Таким образом, целью данной работы является разработка методов определения основных массово-геометрических и инерционных параметров МБ и МА. Основные задачи: разработать методику определения основных конструктивных размеров МБ и МА; разработать методику определения координат центра тяжести; разработать методику определения моментов инерции поступательно движущихся и вращающихся масс МБ и МА.

Результаты работы. Общие требования. МБ и МА должны соответствовать требованиям ГОСТ 7057. Все системы агрегата должны быть заправлены соответствующими жидкостями до установленного уровня. Инструмент, дополнительные приспособления должны быть укомплектованы в соответствии с техническими условиями (ТУ). Давление в шинах колесных МБ должно соответствовать указанному в ТУ на конкретную модель. Погрешность измерений не должно превышать: линейные размеры - $\pm 0,5$ мм; массы - $\pm 0,5$ кг; давления в шинах - ± 5 Па.

Методика определения основных размеров МБ. Габаритные размеры определяются в транспортном, рабочем и подготовленном для хранения положениях. Измерения проводятся на площадках с твердым покрытием (бетонное или иное, не уступающее ему по твердости), гладкой поверхностью с продольным и поперечным уклонами не более 0,5 %. На поверхности площадки необходимо нанести две взаимно перпендикулярные линии, применяемые в качестве системы прямоугольных координат. МБ устанавливаются таким образом, чтобы ось колес находилась над поперечной линией, а продольная – посередине колеи.

Раму МБ (при наличии) устанавливают горизонтально по уровню, при отсутствии таковой горизонтальное положение определяют по стыковочному узлу – продольная полка устанавливается горизонтально, а ось стыковочного шкворня вертикально. Фиксация МБ в горизонтальном положении осуществляется подбором по высоте подкладок под опорное устройство.

Размеры МБ определяют на опорной плоскости по проекциям характерных точек, измеряя с помощью отвеса или угольника расстояния от этих точек до осей координат и складывая полученные значения. Характерными точками являются рукоятки штанг управления, центральное отверстие стыковочного устройства, габаритные точки МБ, места установки балластных грузов.

Высоту определяют измерением расстояния между характерными точками и плоскостью опорной поверхности. Если пространство под этой точкой свободно, то измерение проводят с помощью линейки или нивелирной рейки. Если нет возможности провести измерение непосредственно, то измерение следует выполнять с помощью нивелирной рейки, устанавливаемой вблизи измеряемой точки. Точку переносят на рейку с помощью поперечной планки и угольника.

Методика определения координат центра масс МБ. Координаты центра масс определяют методом измерения реакции на колеса и опорное устройство в

горизонтальном и наклонном в продольном направлении положениях. Предварительно путем взвешивания определяется общий вес МБ G .

Определение продольной координаты центра масс. Колеса МБ устанавливаются на площадку взвешивающего устройства, а опорное устройство на твердую поверхность таким образом, чтобы остов МБ находился в горизонтальном положении (рис. 1, а). Измеряют реакцию основы на движители R_k и расстояние l между точками опорного устройства и колес. Продольную координату x рассчитывают по формуле (1).

Определение поперечной координаты смещения центра масс от продольной оси МБ. Измеряют реакции на правое R_n и левое R_l колеса при горизонтальном положении остова МБ (рис. 1, б), а также ширину колеи B . Поперечную координату центра масс от левого колеса b вычисляют по формуле (2), от центральной продольной оси c – по формуле (3). Положительный знак соответствует смещению центра масс влево, отрицательный – вправо от оси.

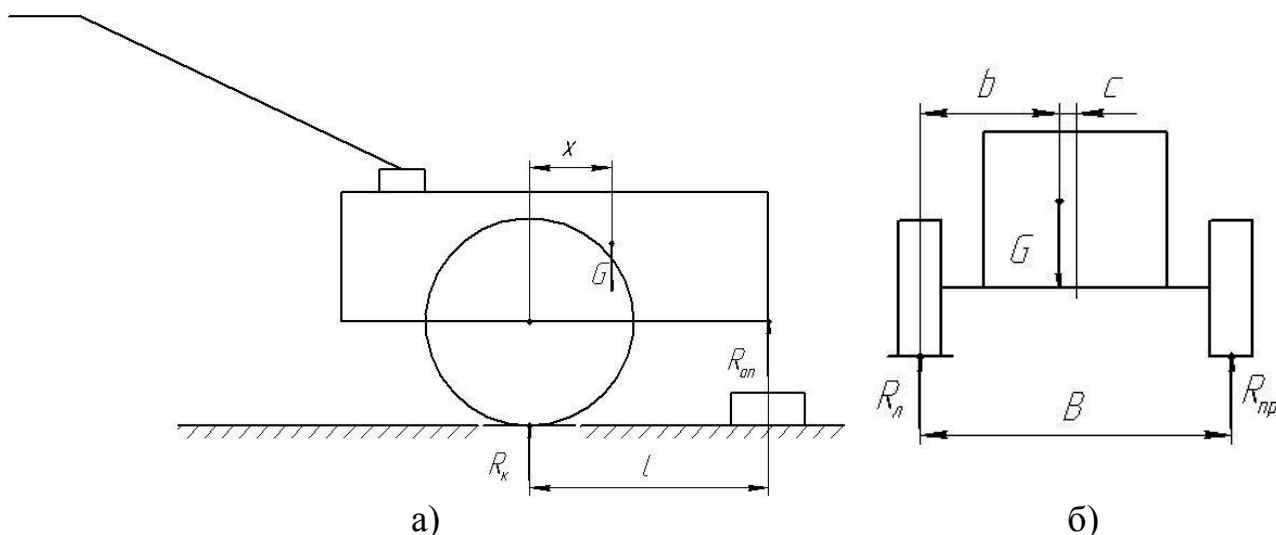


Рисунок 1 - Схема к определению координат центра масс: а) продольной, б) поперечной.

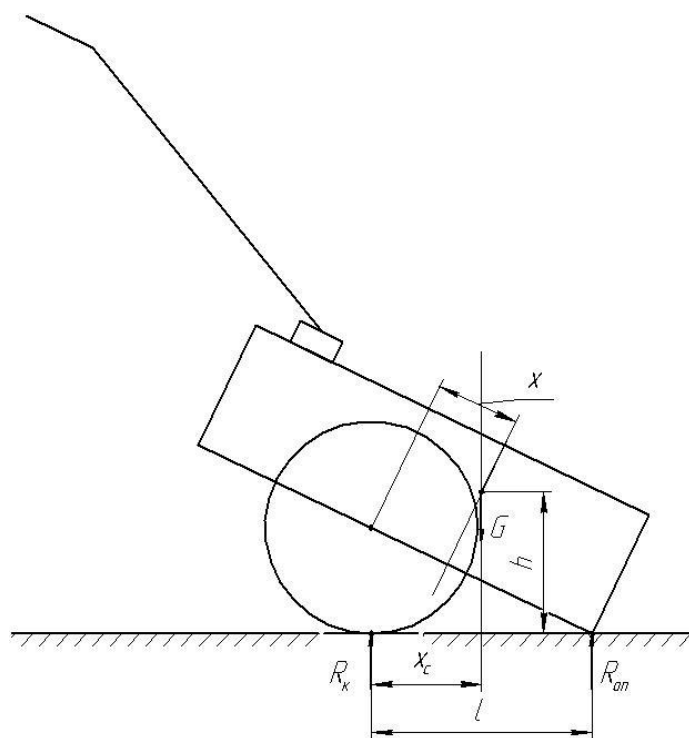


Рисунок 2 - Схема к определению высоты центра масс МБ.

Определение вертикальной координаты центра масс МБ. Остов МБ наклоняют в продольном направлении на угол $20-30^\circ$ и опирают на весы, установленные на одном уровне с опорной поверхностью. Измеряют реакцию R'_{on} основания в месте точки опоры и расстояние d от опоры до колес (рис. 2). Вычисляем расстояние x_c по формуле (4). Испытание повторяют несколько раз, при этом сохранение угла наклона остова МБ не обязательно. При несовпадении результатов испытаний, координату x_c усредняют.

По точке пересечения двух линий (линии, определяющей продольную координату x , и вертикальной линии на расстоянии x_c от точки опоры колес) определяют координату h .

$$x = \frac{R_{\kappa}}{G} l \quad (1)$$

$$b = \frac{R_{\text{ПР}}}{R_{\text{ПР}} + R_{\text{Л}}} B \quad (2)$$

$$c = \frac{(R_{\text{Л}} - R_{\text{ПР}}) B}{2(R_{\text{Л}} + R_{\text{ПР}})} \quad (3)$$

$$x_c = \frac{R_{\text{ОП}}}{G} d \quad (4)$$

Методика определения моментов инерции относительно центральных осей. Для определения моментов инерции относительно продольной x и поперечной y осей используем метод физического маятника при помощи установки (рис. 3), которая состоит из оси подвеса 1, платформы 2 массой m_n ,

расположенной на расстоянии c_{Π} от оси подвеса. Отклонив платформу вокруг подвеса на угол $4-8^\circ$, выведем ее из равновесия и отпустим без начальной скорости. Измерив секундомером продолжительность 50-100 колебаний, вычислим период одного полного колебания и определим момент инерции платформы относительно оси подвеса по формуле (5).

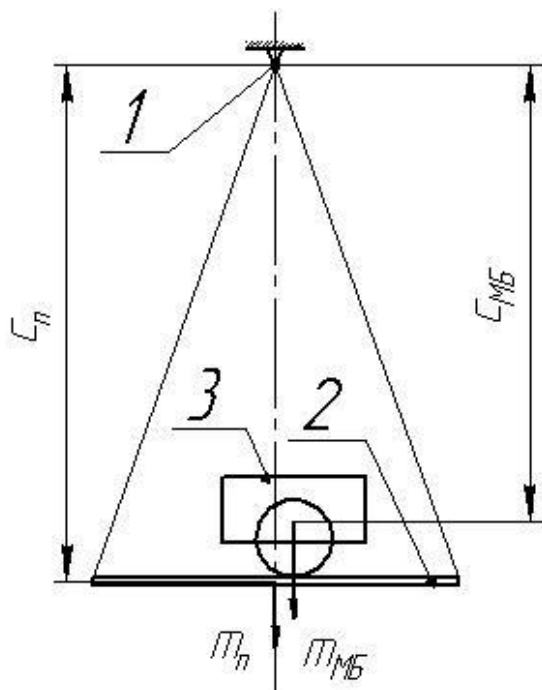


Рисунок 3 - Схема устройства для определения момента инерции методом физического маятника.

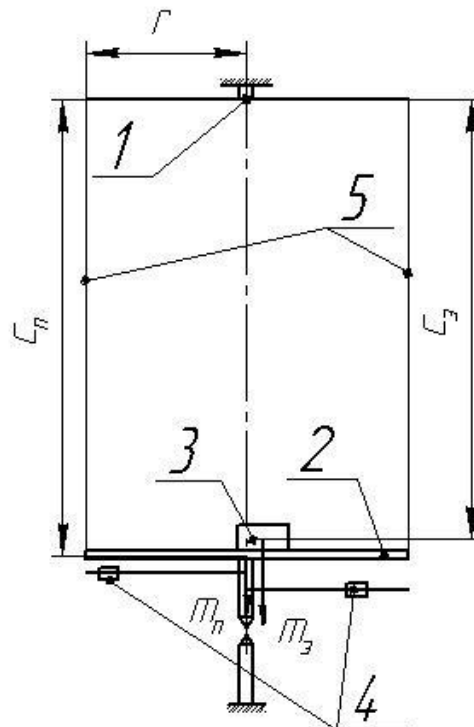


Рисунок 4 - Схема устройства для определения момента инерции методом крутильных колебаний.

Устанавливаем МБ на платформу так, чтобы продольная или поперечная ось была параллельна оси подвеса. Расстояние от центра масс системы МБ + платформа вычислим по формуле (6). Измерив период колебаний T_2 системы, определим ее момент инерции по формуле (7). По теореме Эйлера $J = J_c + mc^2$, тогда получим уравнение (8) для расчета момента инерции МБ.

$$J_{\Pi} = \frac{T_{\Pi}^2}{4\pi^2} m_{\Pi} g c_{\Pi} \quad (5)$$

$$c_2 = \frac{c_{\Pi} m_{\Pi} + c_{МБ} m_{МБ}}{m_{\Pi} + m_{МБ}} \quad (6)$$

$$J_2 = \frac{T_2^2}{4\pi^2} (m_{\Pi} + m_{МБ}) g c_2 \quad (7)$$

$$J_{МБ} = J_2 - J_{\Pi} - m(c_2^2 - c_{МБ}^2) \quad (8)$$

Для определения момента инерции относительно вертикальной оси z целесообразно применить метод крутильными колебаниями с помощью

цилиндрического мультифиляра. Установка (рис. 4) состоит из платформы 2, установленной на нитяных подвесах 5 длиной l по кругу радиусом r . Снизу к платформе в центральной части на оси закреплены два стержня 4 с подвижными грузами m , которые можно закрепить установочными винтами в любом месте и определить их положение по метрической шкале. Для центрирования платформы в вертикальном положении в ее центре перпендикулярно установлена стрелка. Если центр масс платформы лежит на вертикальной оси установки, то стрелка находится на одной вертикали с неподвижной стрелкой. Перед опытом прибор центрируют поворачивая стержни, а если необходимо, то и перемещая грузы, до тех пор, пока оси стрелок не совпадут. Устанавливаем эталон с известным моментом инерции на платформу. Если центр масс лежит на центральной оси платформы, то положение стрелки останется неизменным, а если смещенным, то центр масс платформа + эталон не может находиться на оси прибора и стрелка уходит в сторону. Чтобы не перемещая эталон на площадке привести систему к оси прибора, надо изменить положение центра масс, поворачивая стержни до совпадения осей стрелок. Аналогичные действия проводят при установке МБ на платформу.

Методика определения момента инерции заключается в последовательном измерении периодов колебаний платформы T_1 устройства, платформы и эталона T_2 , платформы и МБ T_3 . Соответствующие моменты инерции вычисляем по формулам:

$$J_{\Pi} = \frac{T_1^2}{4\pi^2} \frac{r^2}{l} m_{\Pi} g \quad (9)$$

$$J_{\Pi} + J_{\text{э}} = \frac{T_2^2}{4\pi^2} \frac{r^2}{l} m_{\Pi\text{э}} g \quad (10)$$

$$J_{\Pi} + J_{\text{МБ}} = \frac{T_3^2}{4\pi^2} \frac{r^2}{l} m_{\Pi\text{МБ}} g \quad (11)$$

$$\text{Момент инерции платформы } J_{\Pi} = J_{\text{э}} \frac{T_1^2}{T_2^2 - T_1^2} \quad (12)$$

$$\text{Момент инерции МБ через эталон } J_{\text{МБ}} = J_{\text{э}} \frac{T_3^2 - T_1^2}{T_2^2 - T_1^2} \quad (13)$$

$$\text{Момент инерции МБ через инерцию платформы } J_{\text{МБ}} = J_{\Pi} \left(\frac{T_3^2}{T_1^2} - 1 \right) \quad (14)$$

С помощью цилиндрического мультифиляра также определяются моменты инерции вращающихся частей: ведущих колес, шкивов, маховых колес и т.п.

Выводы. Разработанные методики позволяют быстро и с достаточной точностью определять основные массово-геометрические параметры мотоагрегатов, а именно конструктивные размеры, координаты центра тяжести, моменты инерции относительно центральных осей.

Анотація

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ МАСОВО-ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МОТОАГРЕГАТІВ.

Овсянніков С.І.

У роботі розглянуті основні вимоги щодо визначення габаритних розмірів і координат центру мас тракторів і с.-г. машин. Однак вони не придатні до визначення параметрів фототехніки. Тому в роботі представлені розроблені методика: Методика визначення основних конструктивних розмірів мотоагрегатів, методика визначення координат центру мас, методика визначення моментів інерції відносно центральних осей мотоблоку. Розроблена конструкція лабораторного устаткування для визначення моментів інерції відносно центральних осей як мотоблоків, так й мотоагрегатів.

Summary

DEFINITION OF THE MAIN MASS-GEOMETRICAL PARAMETERS OF MOTO-AGGREGATES

S. Ovsyannikov

The paper discusses the basic requirements for the definition of the dimensions and the coordinates of the center of mass of tractors and agricultural machines. However, they do not apply to moto-technique. Therefore, the paper presents the developed methodologies: a methodology for determining the basic design moto-aggregate size, method of determining the coordinates of the center of mass tillers, method of determining the moment of inertia about the central axes of two-wheel tractor. Designed the construction of laboratory equipment which determines the moments of inertia with respect to the central axis tillers and aggregates which is based on them.

МЕХАТРОННА ВІБРАЦІЙНА НАСІННЕОЧИСНА МАШИНА

Лук'яненко В.М., к.т.н., доц., Галич І.В., Никифоров А.О., ст. викл.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Стаття присвячена проектуванню мехатронної вібраційної насіннеочисної машини, робочим органом якої є блоки фрикційних неперфорованих пластин. Також розглянуто питання оптимізації параметрів технологічного процесу сепарації насінневих сумішей з використанням розроблених математичних моделей процесу розділення насіння як на фрикційних неперфорованих площинах, так і в похилих каналах, утворених близько розміщеними пластинами

Постановка проблеми. Питання підвищення продуктивності сільськогосподарських культур нерозривно пов'язане з якістю посівного матеріалу і в першу чергу засміченістю його насінням бур'янів.

Наявність в посівному матеріалі насіння бур'янів приводить не тільки до зниження урожайності сільськогосподарських культур, але і погіршує якість продукції, збільшує витрати на її виробництво, ускладнює обробіток ґрунту та проведення інших робіт у землеробстві, спричиняє поширення хвороб та шкідників культурних рослин.

Втрати урожаю сільськогосподарських культур внаслідок забур'яненості сягають 25 – 30 %, а в деяких випадках і перевищують 50 % [1].

Одним з основних методів боротьби з бур'янами є післязбиральне очищення врожаю. Проблемою при цьому є те, що насіння бур'янів внаслідок щорічного очищення на одних і тих же робочих органах насіннеочисних машин, за довгі роки пристосувалось до таких умов, і за даними ознаками розділення майже не відрізняється від насіння основної культури. Зважаючи на це, є вкрай необхідною розробка нових робочих органів насіннеочисних машин, робота яких базувалася б на інших ознаках поділу компонентів насінневих сумішей. Особливу актуальність мають робочі органи насіннеочисних машин, які використовують поєднання декількох ознак розділення.

Сепарація насінневих сумішей за комплексом фізико-механічних властивостей (формою, пружністю і шорсткістю) на фрикційних віброуючих неперфорованих пластинах, без сумніву, є актуальною.

Незважаючи на високу якість розділення, машини з такими робочими органами мають низьку продуктивність, високу трудомісткість переобладнання на очистку іншої культури і неналежні умови праці.

Зважаючи на це, розробка вібраційної насіннеочисної машини, яка б не мала цих вад, а в конструкції використовувались рішення, притаманні мехатронним системам дозволила б зробити якісний стрибок в створенні техніки нових поколінь і виробництві новітніх видів систем і обладнання.

Результати досліджень. Виходячи з того, що інтегровані мехатронні елементи повинні вибиратися розробником вже на стадії проектування машини, а тільки потім забезпечується необхідна інженерна та технологічна підтримка при виробництві та експлуатації машини, то проектування мехатронної насіннеочисної машини було розпочато з математичного моделювання процесу розділення насіння.

Враховуючи те що, при проектування сучасних мехатронних насіннеочисних машин роль математичного моделювання процесу розділення значно зростає, то ця модель повинна бути вільною від тих допущень, що мали місце при проектуванні звичайних конструкцій машини.

При проектуванні використовувались розроблені:

- модель динаміки і кінетики руху ізольованого зерна (частки) еліпсоїдної форми по похилій шорсткій вібруючій поверхні в двох режимах руху: в режимі перекочування і проковзування, а також в режимі відскоку [2, 3];

- модель динаміки і кінетики руху по похилій шорсткій вібруючій поверхні декількох взаємодіючих зерен (часток) еліпсоїдної форми [4]. Розглянуто випадок зіткнення частинок в польоті і їх взаємодії всередині шару;

- модель стискуваної в'язкої рідини зі змінною в'язкістю в залежності від тиску.

Перераховані математичні моделі, на відміну від попередніх, дозволяють враховувати процеси, що здійснюються не тільки на основній площі сепаруючих поверхонь, але і в зоні завантаження. Також враховується і взаємодія насіння між собою не тільки в безвідривному і відривному режимах руху, а і при русі його у похилих каналах, які утворюються близькорозміщеними сепаруючими пластинами.

Використана система диференціальних рівнянь дозволяє розраховувати кінематичні параметри руху частинок суміші для безвідривного, відривного і ударного режимів роботи вібромашини.

Використовуючи створені математичні моделі можливе проведення повномасштабного обчислювального експерименту з метою отримання оптимальних параметрів роботи вібромашини.

У зв'язку з тим, що створені математичні моделі враховують більшу кількість факторів, що впливають на процес поділу насіння, то проектувана вібраційна машина, на відміну від попередніх моделей, повинна мати додаткові регулювання (табл. 1).

При виконанні технологічного процесу сепарації різних насінневих сумішей найчастіше приходиться змінювати наступні параметри:

- частоту коливань;
- позовжній кут нахилу сепаруючих пластин;
- подачу насіння;
- режим руху насінневої суміші по сепаруючим пластинам;
- довжину обрізу сепаруючих пластин, з якої збираються продукти поділу.

Таблиця 1 – Регулювання процесу сепарації мехатронної і звичайної вібраційних насіннеочисних машин

Регулювання	Мехатронна вібраційна насіннеочисна машина	Вібраційна насіннеочисна машина
поздовжній кут нахилу сепаруючих пластин	змінюється включенням електродомкрата для всіх сепаруючих пластин одночасно	змінюється обертанням опорного гвинта для всіх сепаруючих пластин одночасно
поперечний кут нахилу сепаруючих пластин	змінюється окремо для кожного блоку сепаруючих пластин за рахунок установки пластин різної довжини	
амплітуда коливань	змінюється за рахунок установки дебалансів різної маси і радіусу їх обертання	змінюється за рахунок установки дебалансів різної маси
частота коливань	змінюється частотним перетворювачем	змінюється варіатором
кут спрямованості коливань	змінюється поворотом віброзбуджувачів	змінюється поворотом та зміщенням віброзбуджувачів
подача насіння	змінюється частотою обертання крилаток і установкою різних по товщині і формі крилаток	заслінкою
довжина обрізу сепаруючих пластин, з якої збираються продукти поділу	змінюється розташуванням ділільних планок	не регулюється
режим руху насінневої суміші по сепаруючим пластинам (безвідривний і відривний)	змінюється амплітудою і частотою коливань	
режим руху насінневої суміші по сепаруючим пластинам (ударний)	змінюється амплітудою і частотою коливань; відстанню між сепаруючими пластинами	не доступний

Зважаючи на це, при проектуванні мехатронної насіннеочисної машини цим параметрам надавалась особлива увага.

Загальний вигляд мехатронної вібраційної насіннеочисної машини представлений на рис. 1.

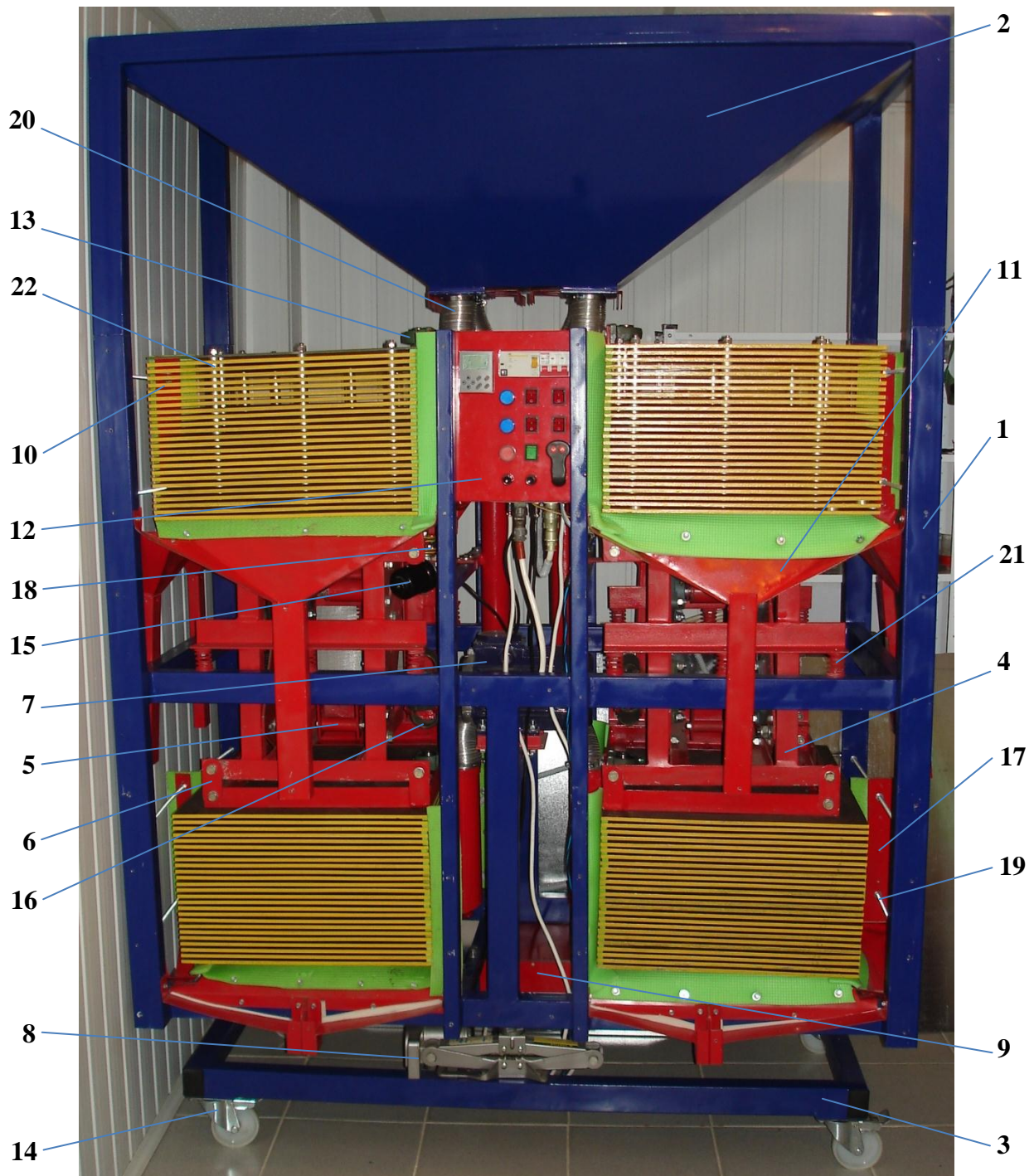


Рис. 1 – Мехатронна вібраційна насіннеочисна машина:

1 – проміжна рама; 2 – бункер насіння; 3 – платформа; 4 – рама вібробуджувача; 5 – вібробуджувач; 6 – рама площин; 7 – електродвигун; 8 – електродомкрат; 9 – блок живлення; 10 – сепаруючі пластини; 11 – направляючі пластини; 12 – блок управління; 13 - живильник; 14 – колісний механізм; 15 – моторредуктор; 16 – муфта; 17 – ділильна планка; 18 – муфта приводу живильника; 19 – гвинтові направляючі; 20 – гнучкий патрубок; 21 – пружини; 22 – тарировані шайби.

Машина складається з проміжної рами 1, встановленої на платформі 3, яка спирається на чотири колісні механізми з фіксацією обертання коліс 14. За допомогою подвійних пружин стиску 21 на проміжну раму 1 встановлені дві рами вібробуджувачів 4, в яких закріплені два вібробуджувачі двухвального

типу з ремінною зубчатою передачею 5. До кожної з двох рам вібробудувачів 4 за допомогою болтового з'єднання дзеркально кріпляться по дві рами сепаруючих пластин 6 (одна зверху і друга знизу вібробудувача). Сепаруючі пластини 10 по своєму периметру мають по 10 отворів, за допомогою яких вони встановлюються еквідистантно одна другій на раму площин 6. Відстань між сепаруючими пластинами визначається кількістю тарированих по висоті шайб 22.

Привід вібробудувачів здійснюється від електродвигуна змінного струму 7, який встановлений на проміжній рамі 1 за допомогою двох пружних муфт 16.

Подача насіння до активних живильників 13 здійснюється з бункера 2 через гнучкі патрубки 20.

Крилатки живильників приводяться в обертовий рух від моторредукторів постійного струму 15, встановлених на проміжній рамі 1, через пружні муфти 18.

Збір продуктів поділу здійснюється в приймачі продуктів поділу за допомогою направляючих 11, які кріпляться до проміжної рами 1. Для більш якісного розділення довжина обрізу сепаруючих пластин 10, з яких поступає насіння в приймачі продуктів поділу, в машині може бути змінена переміщенням ділильної планки 17 по гвинтовим направляючим 19, встановленими між стійками проміжної рами 1.

Основні регулювання технологічного процесу розділення у машини автоматизовані: частота коливань сепаруючих пластин і подача насіння на них змінюються обертанням ручок змінних резисторів 10 і 11 на блоці управління, подовжній кут нахилу змінюється кнопками 9 (рис. 2).

Зміна частоти коливань сепаруючих пластин, також як і інші параметри, наприклад, характеристики виходу на задану частоту здійснюються за допомогою перетворювача частоти Lenze Vector 820, який забезпечує як скалярне, так і векторне управління електродвигуном [5]. Дванадцять фіксованих швидкостей цього частотного перетворювача дають змогу отримувати стільки ж фіксованих частот коливань робочого органу машини для сепарації різних культур. Враховуючи, що вібраційні насіннеочисні машини працюють в зарезонансному режимі, актуальним є максимальне зниження нестационарних коливань при проходженні системи через пускові та зупинкові резонанси. Використовуваний в приводі робочого органу машини частотний перетворювач дозволяє встановлювати заборону на такі частоти з визначеною шириною смуги для заборонених частот.

Рівень шуму мехатронної вібраційної насіннеочисної машини визначається роботою електродвигуна приводу сепаруючих пластин, частотного перетворювача і підшипників кочення.

З метою захисту обслуговуючого персоналу від враження електричним струмом на машині встановлено пристрій захисного відключення 3.

Технологічний процес мехатронної вібраційної насіннеочисної машини відбувається наступним чином. Вихідний матеріал з бункера насіння 2 за допомогою гнучких патрубків 20 надходить в короби живильників 13 (рис. 1).

При подачі живлення на моторредуктори живильників 15 вони через пружні муфти 18 передають обертальний рух крилаткам, які встановлені над кожною сепаруючою пластиною на квадратному валу. Останні захоплюють своїм міжлопатевим простором насіння, що надходить самопливом, і переміщують його по сепаруючим пластинам. Так як рух повноцінного насіння в нижні приймачі продуктів поділу якийсь час обмежується лопатями крилаток, то неповноцінне насіння культури та насіння бур'янів (плоске непружне і шорстке) встигає проявити свої властивості і вийти із зони розосередження у верхні приймачі продуктів поділу. Після повороту крилаток на 180° і більше обмеження на рух повноцінного насіння все більш знімається і воно надходить в нижні приймачі продуктів поділу. У бічні приймачі продуктів поділу надходить насіння з проміжними властивостями.



Рис. 2 - Блок управління мехатронної вібраційної насіннеочисної машини:

1 – частотний перетворювач Lenze Vector 820; 2 – пристрій захисного відключення; 3 – пакетний вимикач; 4 – кнопка включення частотного перетворювача; 5 – сигнальна лампа подачі живлення на блок управління; 6 – кнопка включення блока живлення живильників і домкрата; 7 – сигнальна лампа подачі струму від блока живлення; 8 – кнопки включення подачі насінневої суміші на блоки сепаруючих пластин; 9 – кнопки зміни подовжнього кута нахилу сепаруючих пластин; 10 – регулятор зміни частоти коливань сепаруючих пластин; 11 – регулятор зміни подачі насінневої суміші на сепаруючі пластини.

Список використаних джерел

1. Веселовський, І.В. Довідник по бур'янах [Текст] / І. В. Веселовський, Ю.П. Манько, О.Б. Козубський.- К.: Урожай, 1993.– 208 с.
2. Лукьяненко, В.М. Способ численного решения системы уравнений безотрывного движения изолированного тела по наклонной вибрирующей поверхности [Текст] / В.М. Лукьяненко // Журн. «Вібрації в техніці та технологіях». - 2012. – № 3 (67). – С. 48 – 53.
3. Лукьяненко, В.М. Способ численного решения системы уравнений отрывного движения изолированного тела по наклонной вибрирующей поверхности [Текст] / В.М. Лукьяненко // Журн. «Вібрації в техніці та технологіях». - 2013. – № 2 (70). – С. 46 – 52.
4. Тищенко, Л.Н. Математическая модель движения семян по наклонной вибрирующей поверхности с учётом их взаимодействия [Текст] / Л.Н. Тищенко, В.М. Лукьяненко, А.А. Никифоров, И.В. Галич // Журн. «Вібрації в техніці та технологіях». - 2012. – № 1 (65). – С. 115 – 118.
5. Рудаков, В. В. Асинхронные электроприводы с векторным управлением [Текст] / В. В. Рудаков, И. М. Столяров, В. А. Дартау. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. –136 с.

Аннотация

МЕХАТРОННА ВІБРАЦІЙНА НАСІННЄОЧІСНА МАШИНА

Лук'яненко В.М., Галич І.В., Никифоров А.О.

Стаття посвячена проектуванню мехатронної вібраційної семяочистительной машини, робочим органом которой являются блоки фрикционных неперфорированных пластин. Также рассмотрены вопросы оптимизации параметров технологического процесса сепарации семенных смесей с использованием разработанных математических моделей процесса разделения семян, как на фрикционных неперфорированных плоскостях, так и в наклонных каналах, образованных близкоразмещенными пластинами

Abstract

MATHEMATICAL MODELING OF VIBRATION SEED CLEANING MACHINES IMPERFORATE SURFACES

V. Lukyanenko, I. Galych, A. Nikiforov

The article is devoted to designing mechatronic vibration seed cleaning machine, working body which is punched blocks friction plates. Also consider optimization of process parameters of separation of seed mixtures using the developed mathematical model of separation of seeds as the friction punched planes and in oblique channels formed plates placed about

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ ВХОДЯЩИХ В МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ФАКТОРОВ НА РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ

Войтов В.А., д.т.н., проф., Захарченко М.Б., асп.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

В статье выполнена экспериментальная оценка степени влияния входящих в математические модели факторов на процесс трения и изнашивания материалов трибосистем в условиях граничной смазки. Установлено, что на величину скорости изнашивания и коэффициента трения, в первую очередь, влияют параметры шероховатости, а затем трибологические свойства смазочной среды, эксплуатационные параметры и, в последнюю очередь, структура сопрягаемых материалов

Актуальность проблемы. В последнее время активно развиваются методы расчета и моделирования процессов трения и изнашивания в трибосистемах машин и механизмов, что позволяет значительно снизить затраты в процессе проектирования и доводки новых конструкций. Трудности, которые возникают при разработке таких моделей, связаны с выбором параметров, которые влияют на исследуемый процесс, в основном это многопараметрические задачи.

Анализ публикаций, посвященных данной проблеме. При разработке моделей по расчету износа и прогнозированию ресурса используют в основном вероятностные подходы [1 – 5]. Построение таких моделей базируется на расчетах характеристик контакта и методах описания шероховатости поверхности [6].

В работе [7] дается анализ современного состояния методов расчета износа и прогнозирования ресурса и делается вывод, что аналитические методы не позволяют учитывать динамику изменения параметров режимов работы контакта, а перспективными представляются численные методы.

В работе [8] предложено описывать износ массивом векторов вероятностей величин износа дискретных точек поверхности, называемых «трибоэлементами». Трибоэлемент моделируется нестационарными случайными функциями марковского типа, а износ оценивается математическим ожиданием вероятности нахождения трибоэлементов в некотором состоянии. Форма изношенной поверхности определяется с помощью кубической сплайн-аппроксимации математических ожиданий износа в точках расположения трибоэлементов.

Авторами работы [9] разработана методика математического моделирования скорости работы диссипации трибоэлементов в трибосистеме,

которая позволяет определять «загруженность» трибоэлементов, а, следовательно, и моделировать скорость изнашивания. Как следует из работы, это многофакторная задача, которая требует ранжирования факторов, что позволит повысить точность моделирования.

Цель работы. Выполнить экспериментальную оценку степени влияния входящих в математические модели факторов на процесс трения и изнашивания материалов трибосистем в условиях граничной смазки.

Методический подход в проведении исследований. Анализ математических моделей для моделирования скорости изнашивания и коэффициента трения, который приведен в анализе публикаций, посвященных данной проблеме, включает в себя следующие входные факторы.

1. Параметр шероховатости поверхности трения – среднее арифметическое отклонение точек профиля, Ra , мкм.

2. Параметр шероховатости поверхности трения – средний шаг неровностей по средней линии профиля, Sm , мм.

3. Физико-механические и реологические свойства контактирующих материалов: модуль упругости; коэффициент Пуассона; внутреннее трение структуры материалов трибоэлементов. На основании результатов, которые получены в работе [9], структуру материалов подвижных и неподвижных трибоэлементов можно учитывать как произведение коэффициентов затухания ультразвуковых колебаний в материале трибоэлементов, δ , безразмерная величина.

4. Трибологические свойства смазочной среды, которые представлены в виде удельной работы изнашивания, E_y , Дж/м³.

4. Особенности конструкции трибосистемы, которые оцениваются размерами меньшей площади трения одного из трибоэлементов, $F_{тр}$, м².

6. Эксплуатационный параметр – нагрузка на трибосистему, N , Н.

7. Эксплуатационный параметр – скорость скольжения, v , м/с.

Перечисленные семь факторов влияния на процесс трения и изнашивания представим в виде таблицы 1, где указаны уровни варьирования факторов.

Таблица 1 – Значения факторов и уровни варьирования

Обозначение	Факторы						
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
Код							
Параметр	Ra , мкм	Sm , мм	δ	E_y , Дж/м ³	$F_{тр}$, м ²	N , Н	v
Нижний уровень « - »	0,2	0,4	6990736	$1,8 \cdot 10^{14}$	$6 \cdot 10^{-5}$	400	0,3
Верхний уровень « + »	0,4	0,8	9238136	$3,2 \cdot 10^{14}$	$12 \cdot 10^{-5}$	800	0,6

Результаты исследований. Применяя план-матрицу планирования 2⁷, получен план проведения экспериментальных исследований, табл. 2.

Экспериментальные исследования проводились с применением

кинематической схемы испытаний «кольцо – кольцо» с коэффициентом взаимного перекрытия 0,2, что соответствует величине меньшей площади трения $F_{mp} = 6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$, а также с коэффициентом взаимного перекрытия 0,4, что соответствует $F_{tp} = 12 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$.

Таблица 2 – План проведения эксперимента

№ n/n	Ra, мкм	Sm, мм	δ	$E_y, \text{Дж/м}^3$	$F_{TP}, \text{м}^2$	N, Н	v, м/с
1	0,4	0,8	9238136	$3,2 \cdot 10^{14}$	$12 \cdot 10^{-5}$	800	0,6
2	0,4	0,4	6990736	$1,8 \cdot 10^{14}$	$6 \cdot 10^{-5}$	800	0,6
3	0,2	0,4	9238136	$3,2 \cdot 10^{14}$	$6 \cdot 10^{-5}$	400	0,6
4	0,2	0,8	6990736	$1,8 \cdot 10^{14}$	$12 \cdot 10^{-5}$	400	0,6
5	0,2	0,4	6990736	$3,2 \cdot 10^{14}$	$12 \cdot 10^{-5}$	800	0,3
6	0,2	0,8	9238136	$1,8 \cdot 10^{14}$	$6 \cdot 10^{-5}$	800	0,3
7	0,4	0,8	6990736	$3,2 \cdot 10^{14}$	$6 \cdot 10^{-5}$	400	0,3
8	0,4	0,4	9238136	$1,8 \cdot 10^{14}$	$12 \cdot 10^{-5}$	400	0,3

В качестве смазочной среды были выбраны: гидравлическое масло МГП-10, с параметром $E_y = 1,8 \cdot 10^{14}$ и моторное масло М-10Г_{2к}, с параметром $E_y = 3,2 \cdot 10^{14} \text{ Дж/м}^3$.

Материалами для трибоэлементов были выбраны:

- «сталь 40Х + сталь 40Х», с параметром $\delta = 6990736$;
- «сталь 40Х + Бр. АЖ 9-4», с параметром $\delta = 9238136$.

Таблица 3 – Результаты моделирования и экспериментальных исследований

№ эксперимента	$\bar{I}_s, \text{м}^3/\text{ч}$	$\bar{I}_T, \text{м}^3/\text{ч}$	Ошибка, I, %	\bar{f}_s	f_T	Ошибка, f, %
1	$8,5 \cdot 10^{-10}$	$9,00 \cdot 10^{-10}$	5,88	0,055	0,058	5,45
2	$80,0 \cdot 10^{-10}$	$83,18 \cdot 10^{-10}$	3,97	0,17	0,185	8,82
3	$7,0 \cdot 10^{-10}$	$7,35 \cdot 10^{-10}$	5,0	0,055	0,058	5,45
4	$6,5 \cdot 10^{-10}$	$6,92 \cdot 10^{-10}$	6,46	0,019	0,020	5,26
5	$7,5 \cdot 10^{-10}$	$7,84 \cdot 10^{-10}$	4,53	0,065	0,067	3,07
6	$6,2 \cdot 10^{-10}$	$6,72 \cdot 10^{-10}$	8,38	0,017	0,018	5,88
7	$6,3 \cdot 10^{-10}$	$6,86 \cdot 10^{-10}$	8,88	0,065	0,067	3,07
8	$10,0 \cdot 10^{-10}$	$10,47 \cdot 10^{-10}$	4,7	0,17	0,18	5,88

Результаты экспериментальных исследований представлены в виде среднеарифметического значения скорости изнашивания $\bar{I}_s, \text{м}^3/\text{ч}$ и коэффициента трения \bar{f}_s по результатам трех повторов экспериментов.

Рядом с экспериментальными значениями представлены расчетные значения указанных выше параметров по формулам работы [9], а также ошибка моделирования по каждой серии экспериментов.

В процессе обработки результатов экспериментов были получены два регрессионных уравнения:

- для скорости изнашивания:

$$I_s = 1,599 \cdot 10^{-9}x_1 - 1,563 \cdot 10^{-9}x_2 - 1,362 \cdot 10^{-9}x_3 - 1,492 \cdot 10^{-9}x_4 - 1,338 \cdot 10^{-9}x_5 + 1,462 \cdot 10^{-9}x_6 + 1,451 \cdot 10^{-9}x_7 + 2,134 \cdot 10^{-9} \quad (1)$$

- для коэффициента трения:

$$f_s = 8,05 \cdot 10^{-2}x_1 - 8,05 \cdot 10^{-2}x_2 - 5,00 \cdot 10^{-3}x_3 - 3,7 \cdot 10^{-2}x_4 + 5,00 \cdot 10^{-4}x_5 - 5,00 \cdot 10^{-4}x_6 - 4,00 \cdot 10^{-3}x_7 + 0,104. \quad (2)$$

Уравнение (1) и (2) получены не для расчета и прогнозирования значений скорости изнашивания и коэффициента трения, а для оценки степени влияния факторов на исследуемые целевые функции. Поэтому уравнения приведены в кодированных значениях и имеют первую степень факторов, т. к. анализу подлежат коэффициенты, стоящие при факторах в первой степени.

Значения коэффициентов на значимость в уравнениях проверены по критерию Стьюдента, адекватность уравнений экспериментальным данным по критерию Фишера, а воспроизводимость и повторяемость результатов в процессе проведения экспериментов, по критерию Кохрена.

Анализ значений коэффициентов, стоящих при кодированных факторах в первой степени позволяет проранжировать факторы $x_1 - x_7$ по степени их влияния на процесс трения и изнашивания в условиях граничной смазки.

Согласно уравнения (1) на величину скорости изнашивания, влияет параметр шероховатости Ra , затем (по убывающей) параметр шероховатости Sm . Величины данных коэффициентов отличаются незначительно, а, следовательно, и степень влияния Ra и Sm можно признать одинаковой.

На третьем месте по степени влияния находится смазочная среда, E_y , затем нагрузка N , скорость скольжения v , сочетания материалов δ и на последнем месте – размер площади трения $F_{\text{тр}}$.

Согласно уравнения (2) на величину коэффициента трения, в первую очередь и в одинаковой степени, влияют параметры шероховатости, Ra и Sm затем, на втором месте, смазочная среда E_y , на третьем месте сочетание материалов в трибосистеме δ , на четвертом скорость скольжения v , на пятом месте в одинаковой степени влияния стоят величина площади трения и нагрузка.

Из полученного рейтинга влияния факторов на процесс трения и изнашивания в условиях граничной смазки следует, что для повышения точности моделирования при применении разработанных моделей, а также при проведении экспериментов, в первую очередь необходимо контролировать

шероховатость поверхности и качество смазочной среды. Отклонение значений указанных выше параметров приведет к увеличению ошибки моделирования и разбросу результатов экспериментов при многократных повторах.

Остальные факторы в разной степени влияют на скорость изнашивания и коэффициент трения, при этом большая степень влияния присуща для коэффициента трения.

Ошибка моделирования, которая рассчитана по среднеарифметическим экспериментальным значениям и расчетным (теоретическим) значениям, не превышает 8,88 % для скорости изнашивания и 5,88 % для коэффициента трения, что является хорошим результатом при решении задач трения и изнашивания.

Выводы

1. Выполнена экспериментальная оценка степени влияния входящих в математические модели факторов на результаты моделирования. Установлено, что на величину скорости изнашивания, в первую очередь, влияют параметры шероховатости Ra и Sm , а затем трибологические свойства смазочной среды, эксплуатационные параметры и структура сопрягаемых материалов.

2. На величину коэффициента трения, в первую очередь, оказывают влияние параметры шероховатости, затем смазочная среда, структура сопрягаемых материалов и эксплуатационные параметры.

3. Полученный рейтинг влияния факторов на процесс трения и изнашивания позволяет повысить точность моделирования. Ошибка моделирования, которая рассчитана по среднеарифметическим экспериментальным значениям и расчетным (теоретическим) значениям, не превышает 8,88 % для скорости изнашивания и 5,88 % для коэффициента трения.

Список литературы

1. Кузьменко, А.Г. Влияние статистической неоднородности, размеров и кинематических условий на износ поверхностей трения [Текст] / А.Г. Кузьменко // Журн. «Трение и износ». – 1985. – Т. 6, № 3. – С. 432 - 441.
2. Тартаковский, И.Б. Корреляционное уравнение износа [Текст] / И.Б. Тартаковский // Журн. «Вестник машиностроения». – 1968. – № 2. – С. 17 - 24.
3. Бендерский, А.М. Вероятностная модель износа детали [Текст] / А.М. Бендерский // Журн. «Надежность и контроль качества». – 1970. – № 5. – С. 13 - 24.
4. Костецкий, Б.И. Марковская модель износа и прогнозирование долговечности изнашиваемых деталей [Текст] / Б.И. Костецкий, В.П. Стрельников, В.Г. Таций // Журн. «Проблемы трения и изнашивания». – 1976. – № 10. – С. 10-15.
5. Богдановф, Дж. Вероятностные модели накопления повреждений [Текст]: пер. с англ./ Дж. Богдановф, Ф. Козин. – М.: Мир, 1989. – 344 с.

6. Семенюк, Н.Ф. Средняя высота микровыступов шероховатой поверхности и плотность пятен контакта при контактировании шероховатой поверхности с гладкой [Текст] / Н.Ф. Семенюк // Журн. «Трение и износ». – 1986. – Т. 7, № 1. – С. 85 - 91.
7. Сорокатый, Р.В. Анализ современного состояния методов расчета износа и прогнозирования ресурса [Текст] / Р.В. Сорокатый // Журн. «Проблемы трибології». – 2007. – № 1. – С. 23 - 36.
8. Сорокатый, Р.В. Метод трибоэлементов [Текст] / Р.В. Сорокатый. – Хмельницький: ХНУ, 2009. – 242 с.
9. Войтов, В.А. Моделирование процессов трения и изнашивания в трибосистемах в условиях граничной смазки. Часть 1. Расчет скорости работы диссипации в трибосистеме [Текст] / В.А. Войтов, М.Б. Захарченко // Журн. «Проблемы трибології». – 2015. - № 1. – С. 114 - 122.

Анотація

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА СТУПЕНЯ ВПЛИВУ ФАКТОРІВ, ЩО ВХОДЯТЬ У МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ, НА РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ І ЗНОШУВАННЯ

Войтов В.А., Захарченко М.Б.

У статті виконана експериментальна оцінка ступеня впливу факторів, що входять у математичні моделі, на процес тертя і зношування матеріалів трибосистем в умовах граничного мащення. Встановлено, що на величину швидкості зношування і коефіцієнта тертя, в першу чергу, впливають параметри шорсткості, а потім трибологічні властивості мастильного середовища, експлуатаційні параметри і, в останню чергу, структура сполучених матеріалів

Abstract

EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE DEGREE OF INFLUENCE WITHIN THE MATHEMATICAL MODEL FACTORS ON THE RESULTS OF THE SIMULATION OF FRICTION AND WEAR

V. Vojtov, M. Zaharchenko

This article gives an experimental evaluation of the degree of influence within the mathematical model of factors on the process of friction and wear of materials tribosystems under boundary lubrication. It has been established that the value of the rate of wear and coefficient of friction, primarily affect the roughness parameters, and then the tribological properties of the lubricant and operating parameters, in the last instance, the structure of the mating materials

МЕТОД ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА В РАСЧЕТЕ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ С КОМБИНИРОВАННЫМ ТРЕНИЕМ

Ольшанский В.П., д.ф.-м.н., проф., Тищенко Л.Н., д.т.н., академик НААНУ,
*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Ольшанский С.В., к.ф.-м.н.

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический
институт»*

Модифицированным методом энергетического баланса построены приближённые формулы для расчёта амплитуд колебаний осциллятора переменной массы. Модификация метода состоит в учёте работы дополнительной силы инерции, которая возникает вследствие изменения массы колебательной системы. Показано, что выведенные компактные приближённые формулы имеют хорошую точность и удобны для инженерных расчётов

Введение. В технике используют механизмы, массы которых монотонно меняются в ходе их работы. Много примеров таких механизмов есть в монографиях [1, 2]. В указанных публикациях исследованы особенности колебаний этих механизмов при действии сил вязкого или сухого трения. Здесь, в отличие от названных работ, для расчета нестационарных затухающих колебаний, предлагается использовать метод энергетического баланса [3], который оказался эффективным при математическом моделировании свободных колебаний осцилляторов постоянной массы с учетом различных диссипативных сил. Но для проведения расчетов колебаний систем переменной массы нужна соответствующая модернизация метода энергетического баланса, так как без нее он приводит к существенным погрешностям [4].

Заметим, что предложенная в [5], [6] модернизация метода энергетического баланса существенно улучшила его точность при расчёте нестационарных колебаний системы с линейным изменением массы во времени. Но пока неясно повысит ли точность такая модернизация энергетического метода в случае других (нелинейных) законов изменения массы? Ответ на это вопрос может дать только дополнительное исследование, что послужило мотивом к данной статье.

Целью работы является усовершенствование метода энергетического баланса применительно к расчету колебаний систем переменной массы с учетом совместного действия сил вязкого и сухого трения, а также анализ погрешностей расчетных формул, к которым приводит этот метод после

модернизации. Для реализации указанной цели рассматриваем конкретный (квадратичный) закон изменения массы, когда без учета вязкого трения, задача колебаний имеет точное аналитическое решение в элементарных функциях [4]. Рассматриваем движение осциллятора в условиях отсутствия реактивной силы.

1. Колебания при постоянном значении силы сухого трения. Их описываем дифференциальным уравнением [4]

$$\left(\sqrt{m_0} + \delta t\right)^2 \ddot{x} + \mu \dot{x} + cx = -F_T \text{sign}(\dot{x}), \quad (1)$$

с начальными условиями:

$$x(0) = -a_0 < 0; \dot{x}(0) = 0. \quad (2)$$

В (1) и (2) – m_0 – начальное значение массы системы; δ – коэффициент, характеризующий изменение массы во времени t ; c – коэффициент жесткости системы; $F_T = \text{const}$ – сила сухого трения; μ – коэффициент вязкого трения; $x(t)$ – перемещение осциллятора в направлении координатной оси ox , показанной на рис. 1; a_0 – величина начального отклонения системы влево от положения равновесия; точкой над x обозначена производная по t .

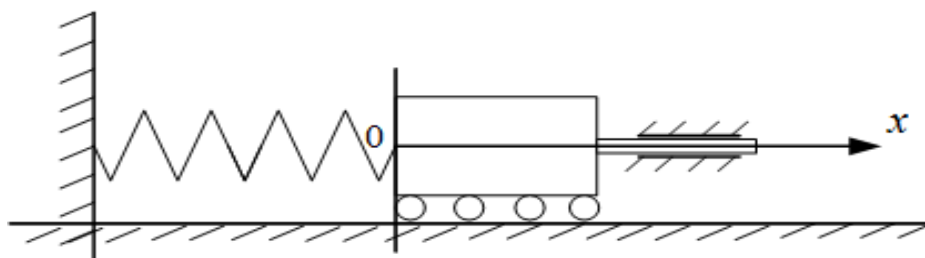


Рисунок 1 – Расчётная схема

Расчетная схема, заимствована из работы [1], где узел сухого трения удален от массы вправо.

Рассмотрим движение системы вправо на первом размахе колебаний, когда $\dot{x} > 0$, $\text{sign}(\dot{x}) = 1$. Вводя обозначение

$$\Phi(t, \dot{x}, \ddot{x}) = \left(2\sqrt{m_0}\delta t + \delta^2 t^2\right) \ddot{x} + \mu \dot{x}, \quad (3)$$

преобразуем (1) к виду

$$m_0 \ddot{x} + cx = -F_T - \Phi(t, \dot{x}, \ddot{x}). \quad (4)$$

Перемещение аппроксимируем выражением

$$x(t) = -a \cos \omega t,$$

в котором $\omega = \sqrt{c/m_0}$; $a = a(t)$ – функция медленного изменения, такая, что $|\dot{a}| \ll 1$ и $|\ddot{a}| \ll 1$.

С учетом этих ограничений, приближенно полагаем

$$\dot{x} = a\omega \sin(\omega t); \ddot{x} = a\omega^2 \cos(\omega t). \quad (5)$$

Вычислим работу сил F_T и $\Phi(t, \dot{x}, \ddot{x})$, которые находятся в правой части уравнения (4), на первом размахе колебаний, когда $t \in [0; \pi / \omega]$. Она выражается интегралом

$$A = - \int_0^{\pi/\omega} [F_T + \Phi(t, \dot{x}, \ddot{x})] \dot{x} dt. \quad (6)$$

Подставив (3) и (5) в (6), находим

$$A = \frac{1}{2} \pi \delta \omega \left(\sqrt{m_0} + \frac{\pi \delta}{2\omega} - \frac{\mu}{\delta} \right) a^2 - 2F_T a.$$

Согласно методу энергетического баланса [3], эта работа должна равняться изменению потенциальной энергии Δu на первом размахе колебаний.

Изменение потенциальной энергии приближенно представлено в [3] выражением

$$\Delta u = \frac{\pi}{\omega} c a \frac{da}{dt}. \quad (8)$$

Поэтому равенство $\Delta u = A$, с учетом (7) и (8), сводится к дифференциальному уравнению

$$\frac{da}{dt} = \gamma(a - b), \quad (9)$$

в котором $\gamma = \frac{1}{2\sqrt{m_0}} \left(\delta + \frac{\pi \delta^2}{2\sqrt{c}} - \frac{\mu}{\sqrt{m_0}} \right); b = \frac{2F_T \omega}{\pi \gamma c}.$

Согласно (2), начальным условием к (9) является

$$a(0) = a_0. \quad (10)$$

Задача Коши, представленная выражением (9) и (10), имеет решение

$$a(t) = b + (a_0 - b) \exp(\gamma t). \quad (11)$$

Используя решение (11), вычислим амплитуду отклонения a_1 в конце первого размаха. Подставив в (11) значение $t = \pi / \omega$, получаем

$$a_1 = a_0 \exp \frac{\pi \gamma}{\omega} + b \left(1 - \exp \frac{\pi \gamma}{\omega} \right).$$

Масса осциллятора в этот момент времени равна

$$m_1 = m_0 \left(1 + \frac{\pi \delta}{\sqrt{c}} \right)^2.$$

Обобщая эти результаты на случай k -го размаха колебаний, получаем рекуррентные соотношения:

$$a_k = a_{k-1} \exp(s_{k-1}) + p_{k-1} [1 - \exp(s_{k-1})];$$

$$m_k = m_{k-1} \left(1 + \frac{\pi \delta}{\sqrt{c}} \right)^2. \quad (12)$$

$$\text{В них } p_{k-1} = \frac{4F_T}{\pi \sqrt{c} \left(\delta + \frac{\pi \delta^2}{2\sqrt{c}} - \frac{\mu}{\sqrt{m_{k-1}}} \right)}; \quad s_{k-1} = \frac{\pi}{2\sqrt{c}} \left(\delta + \frac{\pi \delta^2}{2\sqrt{c}} - \frac{\mu}{\sqrt{m_{k-1}}} \right).$$

Используя (12), рассмотрим отдельные частные случаи.

1. При отсутствии силы сухого трения $F_T = 0$, $p_{k-1} = 0$ и, согласно (12),

$$a_k = a_{k-1} \exp(s_{k-1}).$$

Изменение амплитуд происходит по экспоненциальному закону. Процесс колебаний будет затухающим, когда

$$\delta + \frac{\pi \delta^2}{2\sqrt{c}} - \frac{\mu}{\sqrt{m_{k-1}}} < 0.$$

В случае возрастания массы ($\delta > 0$), это неравенство выполняется для значений

$$\mu > \sqrt{m_{k-1}} \left(\delta + \frac{\pi \delta^2}{2\sqrt{c}} \right). \quad (13)$$

Но с увеличением k возрастают m_{k-1} и наступит момент времени, когда неравенство (13) перестанет выполняться. С этого момента времени убывание амплитуд перейдет в их увеличение, т. е. начнется раскачка колебаний. Таким образом, за счет вязкого трения можно достичь затухания колебаний в осцилляторе возрастающей массы, при отсутствии реактивной силы, только на некотором начальном интервале времени. Это свойство колебательной системы возрастающей массы ранее отмечали в [4].

В осцилляторе убывающей массы ($\delta < 0$) колебания затухают, независимо от значения μ , при $|\delta| < \frac{2}{\pi} \sqrt{c}$.

2. В случае отсутствия сухого трения ($F_T = 0$), при постоянной массе ($\delta = 0$ или $m_{k-1} = m_0$), формула (12) упрощается и принимает вид

$$a_k = q a_{k-1},$$

где $q = \exp\left(-\frac{\pi \mu}{2\sqrt{c m_0}}\right) < 1$. Убывание амплитуд происходит по закону

геометрической прогрессии, что соответствует классическому положению об убывании амплитуд при вязком трении.

3. В случае $F_T > 0$, $\mu > 0$ и $\delta = 0$, соотношение (12) сводится к выражению

$$a_k = a_{k-1}q - \frac{4F_T}{\pi\mu} \sqrt{\frac{m_0}{c}} (1-q). \quad (14)$$

В пределе $\mu \rightarrow 0$ (или $q \rightarrow 1$) формула (14) принимает известный вид [3, 5]

$$a_k = a_{k-1} - \frac{2F_T}{c},$$

где убывание амплитуд происходит по закону арифметической прогрессии.

Таким образом, из (12) вытекают известные отдельные частные результаты.

Для проведения расчетов по формулам (12) и сопоставления численных результатов принимаем: $m_0 = 5$ кг; $c = 2000$ Н/м; $F_T = 10$ Н; $a_0 = 0,05$ м; $\delta = \pm 0,5$ и $\pm 1 \sqrt{\text{кг/с}}$. Вычисленные значения амплитуд a_k , при $\mu = 0$, записаны в числителе табл. 1. В знаменатели записаны результаты полученные в [4, табл. 4.10 и 4.11] на основе точного решения задачи колебаний.

Символом * помечены размахи, при которых осциллятор не проходит положения $x = 0$.

Отличия числителей от знаменателей в табл. 1 небольшие, что подтверждает простоту и эффективность метода энергетического баланса, модифицированного путем учета работы дополнительной силы инерции, возникающей вследствие изменения массы колебательной системы.

Таблица 1 – Значения a_k при $\mu = 0$; $F_T = \text{const}$

k	$100a_k, \text{ м}$			
	$\delta = 0,5\sqrt{\text{кг/с}}$	$\delta = 1\sqrt{\text{кг/с}}$	$\delta = -0,5\sqrt{\text{кг/с}}$	$\delta = -1\sqrt{\text{кг/с}}$
1	<u>4,081</u>	<u>4,167</u>	<u>3,923</u>	<u>3,850</u>
	4,080	4,161	3,922	3,845
2	<u>3,146</u>	<u>3,303</u>	<u>2,865</u>	<u>2,739</u>
	3,143	3,292	2,862	2,729
3	<u>2,193</u>	<u>2,406</u>	<u>1,824</u>	<u>1,664</u>
	2,189	2,392	1,821	1,652
4	<u>1,224</u>	<u>1,477</u>	<u>0,801</u>	<u>0,625</u>
	1,219	1,459	0,798	0,613
5	<u>0,237</u>	<u>0,514</u>	<u>0,204*</u>	<u>0,379*</u>
	0,233	0,493	0,207*	0,391*

О совместном влиянии сил вязкого и сухого трения на колебания позволяют судить числа в табл. 2. Для проведения расчетов задавали: $m_0 = 5$ кг; $c = 2000$ Н/м; $F_T = 10$ Н; $a_0 = 0,06$ м; $\delta = \pm 1 \sqrt{\text{кг/с}}$; $\mu = 4; 8$ кг/с. Расчет значений a_k проводили по формуле (12). Он подтвердил, что наличие вязкого

трения, существенно усиливает убывание амплитуд и сокращает количество размахов осциллятора до его полной остановки. Это особенно четко проявляется при уменьшении массы колебательной системы.

Таблица 2 – Значения a_k при $\mu > 0$; $F_T = const$

k	$100a_k, \text{ м}, \delta = 1\sqrt{\text{кг/с}}$		$100a_k, \text{ м}, \delta = -1\sqrt{\text{кг/с}}$	
	$\mu = 4 \text{ кг/с}$	$\mu = 8 \text{ кг/с}$	$\mu = 4 \text{ кг/с}$	$\mu = 8 \text{ кг/с}$
1	4,856	4,531	4,494	4,191
2	3,760	3,217	3,109	2,619
3	2,700	2,026	1,846	1,274
4	1,668	0,928	0,705	0,142
5	0,655	0,096*	0,317*	-
6	0,347*	-	-	-

2. Колебания осциллятора при переменном значении силы сухого трения. Ее считаем пропорциональной массе, т. е. принимаем

$$F_T = fg \left(\sqrt{m_0} + \delta t \right)^2. \quad (15)$$

Здесь f – коэффициент сухого трения; g – ускорение свободного падения.

Вычислим работу A_1 силы сухого трения (15) во время первого размаха

$$A_1 = -fg \int_0^{\pi/\omega} \left(\sqrt{m_0} + \delta t \right)^2 \dot{x} dt.$$

Подставив сюда выражения \dot{x} из (5), находим:

$$A_1 = -2fgm_0 \left(1 + \frac{\pi\delta}{\sqrt{c}} + \frac{\pi^2 - 4}{2c} \delta^2 \right) a.$$

Выше, при $F_T = const$, работа A_1 равнялась $-2F_T a$. Из равенства работ получаем усредненное значение силы трения во время первого полуцикла

$$F_T = fgm_0 \left(1 + \frac{\pi\delta}{\sqrt{c}} + \frac{\pi^2 - 4}{2c} \delta^2 \right).$$

На k – ом размахе в нем надо заменить m_0 на m_{k-1} .

Поэтому для расчета амплитуд колебаний при переменной силе трения сохраняются прежние выражения (12), но теперь в них:

$$P_{k-1} = \frac{4fgm_{k-1} \left(1 + \frac{\pi\delta}{\sqrt{c}} + \frac{\pi^2 - 4}{2c} \delta^2 \right)}{\pi\sqrt{c} \left(\delta + \frac{\pi\delta^2}{2\sqrt{c}} - \frac{\mu}{\sqrt{m_{k-1}}} \right)}. \quad (16)$$

Если $\delta \rightarrow 0$, $m_{k-1} \rightarrow m_0$, то формула (12), с учетом (16), принимает вид

$$a_k = a_{k-1}q - \frac{4fgm_0}{\pi\mu} \sqrt{\frac{m_0}{c}} (1-q) \quad (17)$$

и может быть использована для расчета амплитуд затухающих колебаний системы постоянной массы с комбинированным трением.

При $\mu \rightarrow 0$ из (17) следует известное рекуррентное соотношение [3, 7]

$$a_k = a_{k-1} - \frac{2}{c} fgm_0.$$

Для проведения расчетов по формулам (12), (16), принимаем: $m_0 = 5$ кг; $c = 2000$ Н/м; $f = 0,2$; $a_0 = 0,05$ м; $\delta = \pm 0,1$ и $\pm 0,5 \sqrt{\text{кг/с}}$. Результаты расчетов при $\mu = 0$ записаны в числителе табл. 3. В знаменатели помещены значения a_k , заимствованные из [4, табл. 4.12 и 4.13], где задачу колебаний решали ВБК-методом.

Таблица 3 – Значения a_k при $\mu = 0$; $F(t) = fg(\sqrt{m_0} + \delta t)^2$

k	$100a_k, \text{ м}$			
	$\delta = 0,1\sqrt{\text{кг/с}}$	$\delta = 0,5\sqrt{\text{кг/с}}$	$\delta = -0,1\sqrt{\text{кг/с}}$	$\delta = -0,5\sqrt{\text{кг/с}}$
1	<u>4,028</u>	<u>4,065</u>	<u>4,010</u>	<u>3,976</u>
	4,028	4,063	4,010	3,974
2	<u>3,039</u>	<u>3,040</u>	<u>3,037</u>	<u>3,034</u>
	3,038	3,035	3,037	3,029
3	<u>2,032</u>	<u>1,918</u>	<u>2,081</u>	<u>2,168</u>
	2,031	1,909	2,081	2,160
4	<u>1,007</u>	<u>0,692</u>	<u>1,142</u>	<u>1,374</u>
	1,006	0,676	1,141	1,362
5	<u>0,036*</u>	<u>0,646*</u>	<u>0,219</u>	<u>0,645</u>
	0,037*	0,671*	0,218	0,629
6	—	—	—	<u>0,023*</u>
	—	—	—	0,044*

В целом расхождения результатов, полученных разными методами, небольшие, за исключением малых амплитуд колебаний у области застоя.

Информация об изменении амплитуд колебаний за счет комбинированного трения представлена в табл. 4 и табл. 5. Для проведения расчетов по формулам (12), (16) задавали: $m_0 = 5$ кг; $c = 2000$ Н/м; $a_0 = 0,06$ м; $\delta = \pm 0,5 \sqrt{\text{кг/с}}$ и различные f и μ .

Анализ результатов в табл. 4 показывает, что при отсутствии диссипативных сил ($\mu = f = 0$) в системе возрастающей массы происходит раскачивание колебаний. Если нет сухого трения, а вязкое трение мало ($f = 0$;

$\mu = 1,25$ кг/с), то на начальном этапе движения колебания затухают, а затем затухание прекращается и переходит в рост амплитуд. При наличии сухого трения ($f = 0,2$) колебания быстро затухают и этот процесс усиливается с увеличением вязкого трения. Осциллятор совершает конечное число размахов до полной остановки.

Таблица 4 – Значения $100a_k$, м при $\delta = 0,5\sqrt{\text{кг/с}}$ и разных f и μ

k	$f = 0,$ $\mu = 0$	$f = 0,$ $\mu = 5 / 4$ кг/с	$f = 0,$ $\mu = 8$ кг/с	$f = 0,2,$ $\mu = 0$	$f = 0,2,$ $\mu = 5 / 4$ кг/с	$f = 0,2,$ $\mu = 8$ кг/с
1	6,108	5,989	5,387	5,083	4,975	4,424
2	6,218	5,983	4,857	4,077	3,881	2,955
3	6,330	5,980	4,397	2,973	2,713	1,565
4	6,445	5,981	3,997	1,766	1,464	0,231
5	6,561	5,986	3,647	0,447	1,259	-
6	6,679	5,994	3,341	-	-	-
7	6,780	6,005	3,071	-	-	-
8	6,922	6,020	2,832	-	-	-

Таблица 5 – Значения $100a_k$, м при $\delta = -0,5\sqrt{\text{кг/с}}$ и разных f и μ

k	$f = 0,$ $\mu = 0$	$f = 0,$ $\mu = 5 / 4$ кг/с	$f = 0,$ $\mu = 8$ кг/с	$f = 0,2,$ $\mu = 0$	$f = 0,2,$ $\mu = 5 / 4$ кг/с	$f = 0,2,$ $\mu = 8$ кг/с
1	5,897	5,783	5,201	4,959	4,853	4,319
2	5,796	5,569	4,488	4,000	3,809	2,907
3	5,697	5,360	3,854	3,118	2,860	1,735
4	5,600	5,154	3,294	2,307	2,001	0,776
5	5,504	4,953	2,800	1,562	1,226	0,003
6	5,410	4,755	2,368	0,879	0,528	-
7	5,317	4,561	1,992	0,253	0,098*	-
8	5,226	4,372	1,666	-	-	-
9	5,137	4,186	1,385	-	-	-
10	5,049	4,004	1,145	-	-	-
11	4,963	3,827	0,940	-	-	-
12	4,878	3,654	0,767	-	-	-

При убывании массы колебания затухают и без диссипативных сил. Наличие этих сил ускоряет процесс затухания, а при действии силы Кулона система совершает конечное число размахов до полного останова.

Выводы. Учет работы дополнительной силы инерции повысил точность метода энергетического баланса при определении амплитуд колебаний системы переменной массы. Полученные расчетные формулы позволяют с небольшой погрешностью вычислять амплитуды колебаний осциллятора при совместном действии сил сухого и вязкого трения.

Список использованных источников

1. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев / А.П. Бессонов. – М.: Наука, 1967. – 267 с.
2. Cveficanin L. Dynamics of machines with Variable Mass / L. Cveficanin. – Taylor & Francis Ltd, 1998. – 300 p.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1980. – 270 с.
4. Ольшанский В.П. Метод ВБК в расчетах нестационарных колебаний осцилляторов / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. – Х.: Міськдрук, 2014. – 264 с.
5. Ольшанский В.П. Нестационарные колебания механических систем переменной массы с комбинированным трением / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вісник ХНТУСГ: Проблеми надійності машин та засобів сільськогосподарського виробництва. Х.: ХНТУСГ, 2014. Вип. 151. – С. 324-332.
6. Ольшанський В.П. Вільні коливання осцилятора змінної маси з сухим тертям / В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський // Вібрації в техніці та технологіях. Всеукраїнський науково-технічний журнал, 2014, № 1(73). – С.33-39.
7. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики: Т. 2 / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: Дрофа, 2006. – 720 с.

Анотація

МЕТОД ЕНЕРГЕТИЧНОГО БАЛАНСУ ПРИ РОЗРАХУНКУ КОЛИВАНЬ СИСТЕМИ ЗМІННОЇ МАСИ З КОМБІНОВАНИМ ТЕРТЯМ

Ольшанський В.П., Тіщенко Л.М., Ольшанський С.В.

Модифікованим методом енергетичного балансу побудовано наближені формули для розрахунку амплітуд коливань осцилятора змінної маси. Модифікація метода полягає в урахуванні роботи додаткової сили інерції, яка виникає внаслідок зміни маси коливальної системи. Показано, що виведені компактні наближені формули мають хорошу точність та зручні для інженерних розрахунків

Abstract

ENERGY BALANCE METHOD FOR CALCULATION OF VIBRATIONS OSCILLATOR VARIABLE MASS AND COMPOSITE FRICTION

Olshanskii V.P., Tishchenko L.M., Olshanskii S.V.

By modified method of energy balance approximate formulas for calculating the vibration amplitude of the oscillator variable mass were built. Modification of the method lies in the account of the work of additional inertial forces resulting from changes in the mass oscillating systems. It is shown that the approximate formulas derived compact with good accuracy and convenient for engineering calculations

НАБЛИЖЕНИЙ РОЗРАХУНОК КОЛИВАНЬ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ З ПОЗИЦІЙНИМ І В'ЯЗКИМ ТЕРТЯМ

Бурлака В.В., к.т.н., Ольшанський В.П., д.ф.-м.н., Малець О.М. асп.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Методом енергетичного балансу виведено компактні наближені формули для обчислення амплітуд вільних затухаючих коливань механічної системи з одним ступенем вільності при спільній дії сил комбінованого опору у вигляді в'язкого і позиційного сухого тертя. Висока точність одержаних формул підтверджена близькістю числових результатів, до яких вони приводять, з відомими, що були отримані раніше на підставі точних розв'язків цієї задачі динаміки

Вступ. Нерідко в техніці коливання елементів машин відбуваються при спільній дії сил комбінованого опору, пов'язаного з в'язким і позиційним сухим тертям. Тому вивчення закономірностей руху механічних систем, що проходить в цих умовах, відноситься до актуальних прикладних задач. Заздалегідь зазначимо, що закономірності затухання механічних коливань, спричинених дією сил тільки в'язкого або тільки позиційного сухого тертя, описано в багатьох літературних джерелах, зокрема в [1 - 4]. Точні розв'язки задачі коливань в умовах спільної дії згаданих дисипативних сил, методом припасовування розв'язків диференціальних рівнянь руху, одержано в [5]. Як альтернативу їм, тут методом енергетичного балансу будуємо наближені розв'язки цієї нелінійної задачі.

Метою роботи є виведення та перевірка на адекватність наближених формул для обчислення амплітуд затухаючих коливань системи з одним ступенем вільності при одночасній дії сил в'язкого та позиційного сухого тертя.

Для досягнення вказаної мети використано метод енергетичного балансу, який був ефективним при моделюванні вільних коливань систем з нелінійним опором [3]. На відміну від [3], тут названий метод реалізовано на алгебраїчному рівні, без складання та розв'язування диференціального рівняння огинаючої графіка коливань.

Виведення розрахункових формул. Коливальний рух системи, аналогічно [5], описуємо диференціальним рівнянням

$$m\ddot{x} + (c + \Delta c \cdot \text{sign}x \cdot \text{sign}\dot{x})\dot{x} = -kx, \quad (1)$$

з початковими умовами:

$$x(0) = -a_0 < 0; \quad \dot{x}(0) = 0. \quad (2)$$

В (1), (2) m - маса системи; k - коефіцієнт лінійного в'язкого опору; c - коефіцієнт жорсткості пружини; Δc - коефіцієнт позиційного сухого тертя;

$x = x(t)$ - лінійне переміщення системи від положення стійкої рівноваги $x = 0$; a_0 - стартове відхилення системи вліво від положення $x = 0$; крапкою над x позначено похідну за часом t .

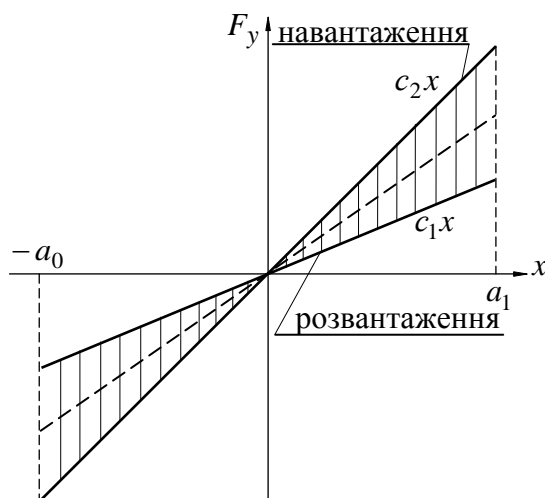


Рис. 1 – Розрахункова схема

Внаслідок наявності позиційного тертя, відновлююча сила F_y в (1) залежить від знаків переміщення і швидкості [1], що графічно показано на рис.1

Переміщення системи зліва направо під час першого розмаху (напівциклу), коли $sign \dot{x} = 1$, апроксимуємо виразом

$$x = -a \cos \omega t, \quad (3)$$

де $\omega = \sqrt{c/m}$; $t \in (0; \pi/\omega)$; $a = const$, яку задамо пізніше.

Апроксимації (3) відповідає наступна швидкість руху

$$\dot{x} = a \omega \sin \omega t. \quad (4)$$

Обчислимо далі роботу A , яку виконує сила в'язкого опору на першому розмасі. Враховуючи (4), одержуємо

$$A = -k \int_0^{\pi/\omega} \dot{x}^2 dt = -k a^2 \omega^2 \int_0^{\pi/\omega} \sin^2 \omega t dt = -\frac{\pi}{2} k \omega a^2. \quad (5)$$

Позначимо через a_0 і a_1 відхилення системи від положення рівноваги відповідно на початку і в кінці першого розмаху. Тоді зміна потенціальної енергії на цьому напівциклі буде дорівнювати

$$\Delta u = \frac{1}{2} (c_2 a_1^2 - c_1 a_0^2), \quad (6)$$

де $c_{1,2} = c \mp \Delta c$.

У відповідності з методом енергетичного балансу має місце рівність [3]

$$\Delta u = A,$$

що, з урахуванням (5) і (6), дає

$$\left(\sqrt{c_2} a_1\right)^2 - \left(\sqrt{c_1} a_0\right)^2 = -\pi k \omega a^2. \quad (7)$$

1. Перший наближений розв'язок рівняння (7). Приймаючи в (7)

$$a = \frac{1}{2}(a_0 + a_1),$$

одержуємо квадратне рівняння

$$(c_2 + \epsilon)a_1^2 + 2\epsilon a_0 a_1 - (c_1 - \epsilon)a_0^2 = 0, \quad (8)$$

у якому $\epsilon = \frac{\pi}{4} k \omega$.

Розв'язавши рівняння (8), знаходимо, що

$$a_1 = a_0 q. \quad (9)$$

$$\text{Тут } q = \sqrt{\left(\frac{\epsilon}{c_2 + \epsilon}\right)^2 + \frac{c_1 - \epsilon}{c_1 + \epsilon} - \frac{\epsilon}{c_2 + \epsilon}}. \quad (10)$$

Залежність (9) збереже структуру і для n -го розмаху. Тому

$$a_n = a_{n-1} \cdot q, \quad n = 1, 2, 3... \quad (11)$$

Отже, спадання амплітуд відбувається за законом геометричної прогресії, що має місце і в точному розв'язку цієї задачі в [5]. Формула (11) відрізняється від точного розв'язку лише виразом для q , де, замість (10) в [5]:

$$q = \sqrt{\frac{c_1}{c_2}} \exp\left\{-\mu \left[\sqrt{\frac{m}{c_1}} \left(\pi - \arctg \frac{\sqrt{c_1}}{\mu \sqrt{m}} \right) + \sqrt{\frac{m}{c_2}} \arctg \frac{\sqrt{c_2}}{\mu \sqrt{m}} \right]\right\}; \quad \mu = \frac{k}{2m}.$$

Із (10) випливає, що при відсутності в'язкого тертя ($\epsilon = 0$) обчислення q зводиться до компактної формули:

$$q = \sqrt{\frac{c_1}{c_2}}.$$

Її іншим шляхом одержано в [1], [4], де затухання амплітуд в умовах позиційного сухого тертя теж відбудеться за законом геометричної прогресії.

Таким чином, у відповідності з (11), при спільній дії сил в'язкого та позиційного сухого тертя, коливальна система за час руху здійснює нескінченну кількість розмахів.

2. Другий наближений розв'язок рівняння (7). Поклавши в (7), аналогічно [6]:

$$a = \frac{1}{2\sqrt{c}} \left(\sqrt{c_2} a_1 + \sqrt{c_1} a_0 \right),$$

одержуємо лінійне рівняння, що має розв'язок:

$$a_1 = a_0 \frac{\sqrt{c_1} \frac{1-\nu/c}{c}}{\sqrt{c_2} \frac{1+\nu/c}{c}}.$$

Узагальнюючи цю залежність для n -го размаху, знову приходимо до формули (11), але тепер у ній:

$$q = \frac{\sqrt{c_1} \frac{1-\nu/c}{c}}{\sqrt{c_2} \frac{1+\nu/c}{c}}. \quad (12)$$

Отже, обидва наближені розв'язки відрізняються від точного розв'язку лише виразами для q .

Порівняльний аналіз числових результатів. Для проведення обчислень приймаємо: $m_0 = 5 \text{ кг}$; $c = 4900 \text{ Н/м}$; $\Delta c = 0,02 \cdot c$; $\Delta c = 0,05 \cdot c$; $k = 10$; 20 кг/с . Одержані трьома способами значення q^n записано в табл. 1 і табл. 2.

Таблиця 1 - Значення q^n , при $\Delta c = 0,02 \cdot c$

n	із [5]		формула (10)		формула (12)	
	$k = 10 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$k = 20 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$k = 10 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$k = 20 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$k = 10 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$k = 20 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$
1	0,8865	0,8015	0,8864	0,8010	0,8865	0,8014
2	0,7859	0,6423	0,7857	0,6416	0,7859	0,6422
3	0,6967	0,5148	0,6965	0,5140	0,6968	0,5147
4	0,6176	0,4126	0,6174	0,4117	0,6177	0,4125
5	0,5475	0,3307	0,5472	0,3298	0,5476	0,3306
6	0,4854	0,2650	0,4851	0,2642	0,4855	0,2649
7	0,4303	0,2124	0,4300	0,2116	0,4304	0,2123

Таблиця 2 - Значення q^n , при $\Delta c = 0,05 \cdot c$

n	із [5]		формула (10)		формула (12)	
	$k = 10 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$k = 20 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$k = 10 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$k = 20 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$k = 10 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$k = 20 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$
1	0,8602	0,7774	0,8599	0,7766	0,8603	0,7777
2	0,7399	0,6044	0,7395	0,6031	0,7401	0,6048
3	0,6364	0,4699	0,6359	0,4684	0,6367	0,4703
4	0,5474	0,3653	0,5468	0,3637	0,5478	0,3658
5	0,4708	0,2840	0,4702	0,2825	0,4712	0,2845
6	0,4050	0,2808	0,4043	0,2194	0,4054	0,2212
7	0,3484	0,1716	0,3477	0,1704	0,3488	0,1720

Розрахунки показують, що наближені значення q^n досить близькі до точних значень, причому кращі наближення дає формула (12).

Висновки. Метод енергетичного балансу дозволив побудувати компактні наближені формули для обчислення амплітуд згасаючих коливань механічної системи в умовах комбінованого тертя. Апробація на конкретних прикладах підтвердила адекватність отриманих розрахункових формул.

Список використаних джерел

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980 – 480 с.
2. Лойцянский Л.Г. Теоретическая механика. Т.2. Динамика / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: Дрофа, 2006. – 720 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1980. – 270 с.
4. Сурьянинов Н.Г. Теоретические основы динамики машин / Н.Г. Сурьянинов, А.Ф. Дашенко, П.А. Белоус. – Одесса: ОГПУ, 2000. – 306 с.
5. Бурлака В.В. Про коливання механізмів з позиційним сухим тертям / В.В. Бурлака, В.П. Ольшанський, О.М. Малець // Вісник ХНТУСГ: Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв. – Х.: ХНТУСГ, 2014, вип. 152. – С. 51-58.
6. Ольшанський В.П. Нестационарные колебания механической системы линейно-переменной массы с комбинированным трением / В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський // Вісник ХНТУСГ: Проблеми надійності машин та засобів сільськогосподарського виробництва. – Х.: ХНТУСГ, 2014. Вип. 151.- С. 342-333.

Аннотация

ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ КОЛЕБАНИЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ПОЗИЦИОННЫМ И ВЯЗКИМ ТРЕНИЕМ

Бурлака В.В., Ольшанский В.П., Малец О.Н.

Методом энергетического баланса выведены компактные приближенные формулы для вычисления амплитуд свободных затухающих колебаний механической системы с одной степенью свободы при общем действии сил комбинированного сопротивления в виде вязкого и позиционного сухого трения. Высокая точность полученных формул подтверждена близостью численных результатов, к которым они приводят, с известными, которые были ранее получены на основе точных решений этой задачи динамики

Abstract

APPROXIMATE CALCULATION OF THE OSCILLATIONS OF A MECHANICAL SYSTEM WITH POSITION AND VISCOUS FRICTION

V. Burlaka, V. Olshanskii, O. Malets

Method of energy balance derived compact approximate formulas for calculating the amplitudes of free damped oscillations of a mechanical system with one degree of freedom in general, the combined action of the forces of resistance in the form of a viscous and dry friction position. The high accuracy of the formulas is confirmed by the closeness of the numerical results to which they lead, with well-known, which were previously obtained on the basis of exact solutions to the problems of dynamics

ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ З ЯКІСТЮ ЗМІЦНЕННЯ РІЖУЧОГО ЕЛЕМЕНТУ КУЛЬТИВАТОРНИХ ЛАП

Пасюта А.Г., інж., Біловод О.І., к.т.н., доц., Келемеш А.О., к.т.н,
Дудніков А.А., к.т.н., проф.

Полтавська державна аграрна академія

В статті розглядаються питання впливу режимних параметрів вібраційного зміцнення матеріалу ріжучих елементів стрілчастих культиваторних лап. Спосіб обробки суттєво впливає на фізико-механічні властивості матеріалу деталей ґрунтообробних машин. По результатах проведеного регресивного аналізу отримані системи рівнянь взаємозв'язку основних параметрів вібраційного зміцнення: амплітуди та частоти обробного інструменту, а також часу зміцнення. Знайдені математичні моделі зміни зношування носка та ширини крила на кінці леза культиваторних лап наступних варіантів: нових зі сталі 65Г; відновлених приварюванням кутових пластин зі сталі 45 з наплавленням сормайт; відновлених приварюванням кутових пластин зі сталі 45 з наплавленням сормайт та вібраційним деформуванням. Установлені оптимальні значення режимних параметрів обробки, при яких забезпечується найбільша зносостійкість ріжучих елементів стрілчастих лап

Постановка проблеми. Недостатня надійність сільськогосподарських машин спричиняє значні витрати запасних частин та підвищення затрат на їх експлуатацію та ремонт. Тому їх відновлення є економічно вигідним заходом та дозволяє ремонтним підприємствам скорочувати час простою, позитивно впливати на покращення показників довговічності та надійності робочих органів ґрунтообробних машин [1].

При відновленні указаних деталей необхідно забезпечити їх якість за рахунок підвищення твердості та зносостійкості робочих поверхонь, що може бути досягнуто розробкою та застосуванням прогресивних технологій, які дозволяють значно підвищити якісні показники відновлених деталей сільськогосподарських машин [2].

Аналіз основних досліджень. Сучасне машинобудування має у своєму розпорядженні різні методи підвищення ресурсу та зміцнення деталей.

Для одержання лез підвищеної довговічності в промисловості використовується метод нанесення твердих сплавів на поверхню робочих органів [3].

В ремонтних умовах зайшло застосування наплавлення сплавом сормайт із застосуванням газового полум'я, що забезпечує одержання на лезі утримуючого шару рівномірної товщини. Проте продуктивність цього методу дуже низька.

Незважаючи на важливість питання відновлення та зміцнення робочих

органів культиваторів, указані та цілий ряд інших методів у зв'язку з високою складністю та вартістю обробки не знайшли доки належного застосування в ремонтному виробництві.

Мета роботи. Установити взаємозв'язок режимних параметрів вібраційної обробки з якістю зміцнення ріжучого елемента культиваторної лапи.

Результати досліджень. Вид обробки матеріалу деталей суттєво впливає на структуру та склад, що викликає зміну їх фізико-механічних властивостей.

По результатам багатофакторного експерименту були вибрані основні геометричні параметри – величина носка Δa та ширина крила на кінці леза Δc культиваторних лап наступних варіантів: нових зі сталі 65Г; відновлених приварюванням кутових пластин зі сталі 45 з наплавленням сормайтотом та вібраційним зміцненням (табл. 1).

Таблиця 1 – Результати експериментальних досліджень культиваторних лап вібраційним зміцненням

Номер досліджу	Амплітуда коливань обробного інструмента A , мм	Частота коливань обробного інструмента n , хв^{-1}	Час зміцнення t , с	Величина зносу I , мм			
				варіанти лап			
				сталі 65Г		сталі 45 з наплавленням сормайтотом	
				Δa_1	Δc_1	Δa_2	Δc_2
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,5	700	20	1,24	0,78	1,20	0,82
2	0,5	700	30	0,82	0,53	0,78	0,56
3	0,5	700	40	1,15	0,75	0,14	0,79
4	0,5	1400	20	0,91	0,61	0,89	0,63
5	0,5	1400	30	0,40	0,27	0,38	0,30
6	0,5	1400	40	0,61	0,41	0,60	0,45
7	0,5	2100	20	1,04	0,67	0,99	0,71
8	0,5	2100	30	0,89	0,56	0,84	0,58
9	0,5	2100	40	1,09	1,03	1,05	1,05
10	0,75	700	20	1,11	0,72	1,07	0,76
11	0,75	700	30	0,79	0,52	0,77	0,55
12	0,75	700	40	1,06	0,67	0,98	0,71
13	0,75	1400	20	0,66	0,45	0,42	0,50
14	0,75	1400	30	0,52	0,36	0,51	0,41
15	0,75	1400	40	0,50	0,35	0,48	0,40
16	0,75	2100	20	0,75	0,51	0,78	0,54
17	0,75	2100	30	0,69	0,46	0,63	0,49
18	0,75	2100	40	0,64	0,44	0,68	0,50
19	1,0	700	20	1,02	0,65	1,05	0,68
20	1,0	700	30	0,90	0,57	0,94	0,61
21	1,0	700	40	1,00	0,65	1,05	0,69
22	1,0	1400	20	0,92	0,58	0,96	0,61
23	1,0	1400	30	0,62	0,43	0,65	0,47
24	1,0	1400	40	0,65	0,44	0,68	0,45
25	1,0	2100	20	1,09	0,69	1,13	0,72
26	1,0	2100	30	0,98	0,62	0,95	0,66
27	1,0	2100	40	1,01	0,63	1,06	0,67

В результаті проведеного регресивного аналізу одержані наступні системи рівнянь взаємозв'язку основних параметрів вібраційного зміцнення:

– знос Δa_1 культиваторних лап зі сталі 65Г:

$$\Delta a_1 \begin{cases} 3,519 - 4,091 \cdot x_1 - 0,002 \cdot x_2 + 2,577 \cdot x_1^2 + 0,0002 \cdot x_1 \cdot x_2 + 6,451 \cdot 10^{-7} \cdot x_2^2; \\ 3,8345 - 3,8278 \cdot x_1 - 0,1126 \cdot x_3 + 2,5778 \cdot x_1^2 - 0,001 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,0018 \cdot x_3^2; \\ 3,685 - 0,001 \cdot x_2 - 0,113 \cdot x_3 + 6,45 \cdot 10^{-7} \cdot x_2^2 + 2,38 \cdot 10^{-7} \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,0018 \cdot x_3^2. \end{cases} \quad (1)$$

– знос Δc_1 культиваторних лап зі сталі 65Г:

$$\Delta c_1 \begin{cases} 2,1476 - 2,5378 \cdot x_1 - 0,001 \cdot x_2 + 1,6978 \cdot x_1^2 - 6,19 \cdot 10^{-5} \cdot x_1 \cdot x_2 + 4,13 \cdot 10^{-7} \cdot x_2^2; \\ 2,4184 - 2,2944 \cdot x_1 - 0,073 \cdot x_3 + 1,6978 \cdot x_1^2 - 0,011 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,0013 \cdot x_3^2; \\ 2,5798 - 0,0013 \cdot x_2 - 0,086 \cdot x_3 + 4,138 \cdot 10^{-7} \cdot x_2^2 + 3,69 \cdot 10^{-6} \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,0013 \cdot x_3^2. \end{cases} \quad (2)$$

– знос Δa_2 відновлених культиваторних лап приварюванням кутових пластин зі сталі 45 с наплавленням сормайтотом:

$$\Delta a_2 \begin{cases} 2,3578 - 2,8044 \cdot x_1 - 0,0013 \cdot x_2 + 2,4 \cdot x_1^2 - 0,0003 \cdot x_1 \cdot x_2 + 5,61 \cdot 10^{-7} \cdot x_2^2; \\ 3,855 - 4,1844 \cdot x_1 - 0,1103 \cdot x_3 + 2,4 \cdot x_1^2 + 0,0313 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,0013 \cdot x_3^2; \\ 3,588 - 0,0019 \cdot x_2 - 0,1042 \cdot x_3 + 5,61 \cdot 10^{-7} \cdot x_2^2 + 1,23 \cdot 10^{-5} \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,0013 \cdot x_3^2. \end{cases} \quad (3)$$

– знос Δc_2 відновлених культиваторних лап приварюванням кутових пластин зі сталі 45 с наплавленням сормайтотом:

$$\Delta c_2 \begin{cases} 2,1256 - 2,3756 \cdot x_1 - 0,0011 \cdot x_2 + 1,57 \cdot x_1^2 - 4,76 \cdot 10^{-5} \cdot x_1 \cdot x_2 + 4,04 \cdot 10^{-7} \cdot x_2^2; \\ 2,4581 - 2,1522 \cdot x_1 - 0,0764 \cdot x_3 + 1,5733 \cdot x_1^2 - 0,0097 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,0014 \cdot x_3^2; \\ 2,6433 - 0,0013 \cdot x_2 - 0,089 \cdot x_3 + 4,04 \cdot 10^{-7} \cdot x_2^2 + 3,81 \cdot 10^{-6} \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,0014 \cdot x_3^2. \end{cases} \quad (4)$$

де x_1 – фактор амплітуди робочого органу;
 x_2 – фактор частоти коливань робочого органу;
 x_3 – фактор часу обробки.

Значення коефіцієнтів кореляції R та детермінації R^2 були отримані в результаті розрахунків в програмі Statistica 10.0. Коефіцієнти кореляції ($R = 0,90 \dots 0,92$) свідчать про високий ступінь взаємозв'язку між результативними та факторними показниками. Вплив даних факторів на результативні показники рівнянь складає 83...85%, що обумовлено відповідними коефіцієнтами детермінації R^2 (0,83-0,85). Значення t -критеріїв суттєво перевищують критичні для сукупностей (2,58), а рівні значимостей (p -level) значно нижчі 0,05, що підтверджує надійність моделей.

Одержуємо математичні моделі зміни зносу носка Δa та ширини крила на кінці леза Δc культиваторних лап зі сталі 65Г з вібраційним зміцненням робочої поверхні та відновлених приварюванням кутових пластин зі сталі 45 з

наплавленням сормайтот та вібраційним деформуванням:

$$\Delta a_1 \begin{cases} 3,519 - 4,091 \cdot A - 0,002 \cdot n + 2,577 \cdot A^2 + 0,0002 \cdot A \cdot n + 6,451 \cdot 10^{-7} \cdot n^2; \\ 3,8345 - 3,8278 \cdot A - 0,1126 \cdot t + 2,5778 \cdot A^2 - 0,001 \cdot A \cdot t + 0,0018 \cdot t^2; \\ 3,685 - 0,001 \cdot n - 0,113 \cdot t + 6,45 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 2,381 \cdot 10^{-7} \cdot n \cdot t + 0,0018 \cdot t^2. \end{cases} \quad (5)$$

$$\Delta c_1 \begin{cases} 2,1476 - 2,5378 \cdot A - 0,001 \cdot n + 1,6978 \cdot A^2 - 6,19 \cdot 10^{-5} \cdot A \cdot n + 4,13 \cdot 10^{-7} \cdot n^2; \\ 2,4184 - 2,2944 \cdot A - 0,073 \cdot t + 1,6978 \cdot A^2 - 0,011 \cdot A \cdot t + 0,0013 \cdot t^2; \\ 2,5798 - 0,0013 \cdot n - 0,0864 \cdot t + 4,138 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 3,69 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot t + 0,0013 \cdot t^2. \end{cases} \quad (6)$$

$$\Delta a_2 \begin{cases} 2,3578 - 2,8044 \cdot A - 0,0013 \cdot n + 2,4 \cdot A^2 - 0,0003 \cdot A \cdot n + 5,61 \cdot 10^{-7} \cdot A^2; \\ 3,855 - 4,1844 \cdot A - 0,1103 \cdot t + 2,4 \cdot A^2 + 0,0313 \cdot A \cdot t + 0,0013 \cdot t^2; \\ 3,588 - 0,0019 \cdot n - 0,1042 \cdot t + 5,61 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 1,23 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot t + 0,0013 \cdot t^2. \end{cases} \quad (7)$$

$$\Delta c_2 \begin{cases} 2,1256 - 2,3756 \cdot A - 0,0011 \cdot n + 1,57 \cdot A^2 - 4,76 \cdot 10^{-5} \cdot A \cdot n + 4,04 \cdot 10^{-7} \cdot n^2; \\ 2,4581 - 2,1522 \cdot A - 0,0764 \cdot t + 1,5733 \cdot A^2 - 0,0097 \cdot A \cdot t_3 + 0,0014 \cdot t^2; \\ 2,6433 - 0,0013 \cdot n - 0,089 \cdot t + 4,047 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 3,81 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot t + 0,0014 \cdot t^2. \end{cases} \quad (8)$$

Рівняння регресії (5-8) дають можливість графічно побудувати поверхні відгуків залежності величини зносу від часу зміцнення t , амплітуди A та частоти n коливань робочого органу. Для відновлення культиваторних лап приварюванням кутових пластин зі сталі 45 з наплавленням сормайтот та вібраційним зміцненням поверхні відгуків показані на рис. 1-3.

На основі аналізу одержаних поверхонь на умовах мінімум і максимум встановлено, що для збільшення зносостійкості стрілочастих культиваторних лап оптимальним режимом зміцнення є: амплітуда коливань – 0,75 мм; частота коливань обробного інструменту – 1400 хв⁻¹; час зміцнення – 30 с.

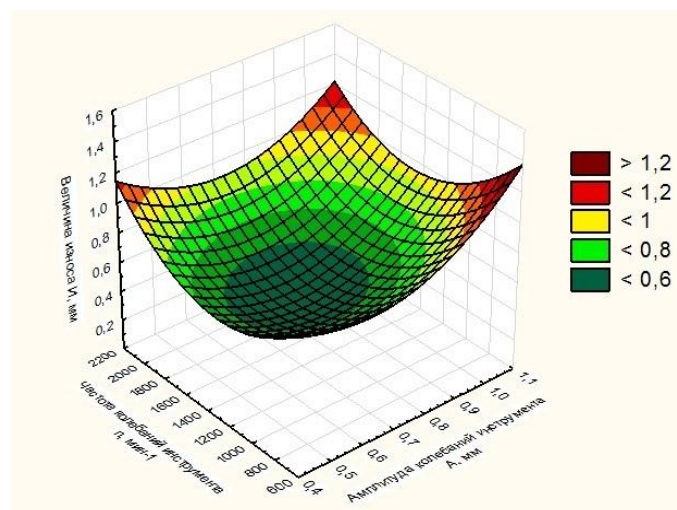


Рисунок 1 – Поверхня відгуку залежності величини зносу носка Δa від амплітуди A та частоти n коливань робочого органу

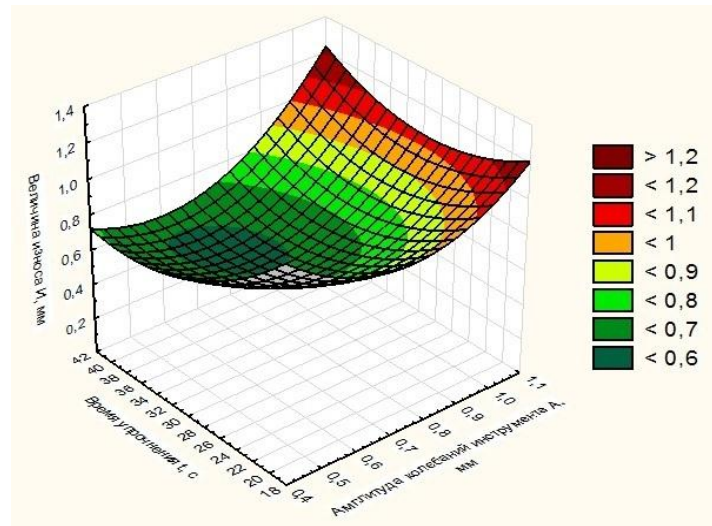


Рисунок 2 – Поверхня відгуку залежності величини зносу носка Δa від часу зміцнення t та амплітуди A коливань робочого органу

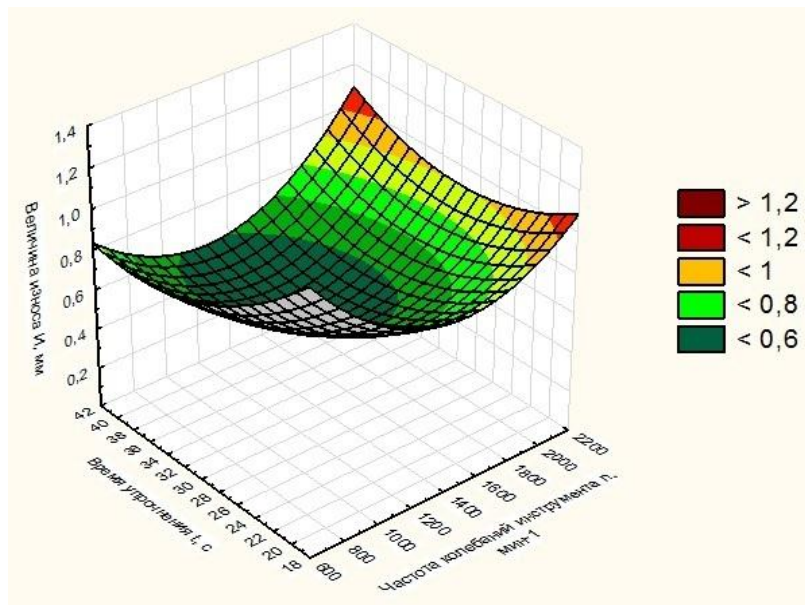


Рисунок 3 – Поверхня відгуку залежності величини зносу носка Δa від часу зміцнення t та частоти n коливань робочого органу

Висновки. Найбільшою зносостійкістю (30 мг) володіють зразки, відновлені приварюванням кутових пластин зі сталі 45, наплавленням сормайтотом та вібраційним зміцненням, а найменшою (68 мг) – відновлені відтягуванням. Ваговий знос лап, відновлених по запропонованій технології в 1,93 рази менше в порівнянні з новими зі сталі 65Г.

Список літератури

1. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин / Т.І. Рибак. – Тернопіль: ВАТ «ТВПК», 2003. – 332 с.
2. Проблеми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі /

За ред. Я.К. Білоуська. – К.: ННЦ «ІАЕ», 2007. – 215 с.

3. Дудніков А.А. Забезпечення якості поверхні деталей при обробці тиском / А.А. Дудніков, А.О. Келемеш, Г.І. Семчук, С.Г. Єфремов // Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 98, Т.2. – Глеваха, 2013. – 590 с.

Аннотация

ВЗАИМОСВЯЗЬ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ С КАЧЕСТВОМ УПРОЧНЕНИЯ РЕЖУЩЕГО ЭЛЕМЕНТА КУЛЬТИВАТОРНЫХ ЛАП

Пасюта А.Г., Беловод А.І., Келемеш А.А., Дудников А.А.

В статье рассматриваются вопросы влияния режимных параметров вибрационного упрочнения материала режущих элементов стрельчатых культиваторных лап. Способ обработки оказывает существенное влияние на физико-механические свойства материала деталей почвообрабатывающих машин. По результатам проведенного регрессивного анализа получены системы уравнений взаимосвязи основных параметров вибрационного упрочнения: амплитуды и частоты обрабатывающего инструмента, а также времени упрочнения. Найдены математические модели изменения износов носка и ширины крыла на конце лезвий культиваторных лап следующих вариантов: новых из стали 65Г; восстановленных приваркой угловых пластин из стали 45 с наплавкой сормайт; восстановленных приваркой угловых пластин из стали 45 с наплавкой сормайт и вибрационным деформированием. Установлены оптимальные значения режимных параметров обработки, при которых обеспечивается наибольшая износостойкость режущих элементов стрельчатых лап

Abstract

THE RELATIONSHIP OF PARAMETERS OF VIBRATING PROCESSING WITH QUALITY HARDENING OF THE CUTTING ELEMENT TINES

A. Pasyuta, A. Belovod, A. Kelemesh A. Dudnikov

The article examines the impact of regime parameters of vibrating material hardening of cutting elements lancet tines. The method of treatment has a significant impact on the physical and mechanical properties of the parts of tillers. According to the results of the regression analysis obtained system of equations relationship basic parameters of vibration hardening: amplitude and frequency of the machining tool, and hardening time. Found mathematical models of change of wear sock and the width of the wing at the end of the blade tines following: new steel 65G; recovered welding angular steel plates with 45 welding sormayt; recovered welding angular steel plates 45 and vibration welding sormayt deformation. The optimal values of the regime of processing parameters, which provide the greatest durability of cutting elements wing shares

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ФРИКЦІЙНОГО МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ ВІДСІКАЮЧИХ ДИСКІВ ВІБРАЦІЙНОГО ОБ'ЄМНОГО ДОЗАТОРА

Магерус Н.І.

Національний університет «Львівська політехніка»

Розроблено конструкцію вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних сипких матеріалів, що дозволяє дозувати продукцію із високою продуктивністю та точністю. Запропоновано використання коливань чаші дозатора для повороту відсікаючих дисків мірного стакану за допомогою фрикційного механізму із собачкою, досліджено кінематику фрикційного механізму

Постановка проблеми. Значну частину ринку товарів України займають сипкі матеріали (СМ), серед яких вагома частка належить дрібнодисперсним продуктам, до яких належить борошно, крохмаль, цукор-пудра тощо. Багато дослідників вважають, що усі СМ можна умовно розділити на дві групи: ідеально сипкі, що не мають сил зчеплення між частинками матеріалу, і зв'язні, що характеризуються значними силами зчеплення [1]. Однак такий поділ є доволі умовним, оскільки одні і ті ж матеріали при різних умовах експлуатації можуть проявляти себе як ідеально сипкими так і зв'язними. При зміні умов експлуатації більшість СМ переходить від одного стану у інший, що спричинено зміною їх властивостей і текучості [2]. Дрібнодисперсний СМ належить до зв'язних матеріалів та створює чимало труднощів у процесі дозування через схильність до налипання та утворення грудок, низьку газопроникність, непрогнозованість поведінки у процесі переробки, що негативно впливає на ефективність процесу дозування. Одним із способів покращення умов витікання дрібнодисперсного сипкого продукту є використання вібрації. Дуже важливо при цьому максимально можливо використати корисну дію вібрації з метою зниження енергоємності обладнання. Вдало підібрані параметри вібрації дозволяють не лише змінювати властивості СМ, а також за необхідності здійснювати допоміжні процеси, що забезпечує як високу точність та продуктивність, так і низьку матеріало- та енергоємності вібраційних дозаторів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. На сьогоднішній день питанню використання корисної дії вібрації у роботі фрикційних механізмів практично не приділено уваги. Також не встановлено вплив параметрів вібрації та рух фрикційної пари. Дослідження Ріделя Є. І [3] містять обґрунтування умов працездатності фрикційного механізму, однак не розглядається рух окремих ланок. Також дані розробки не стосуються питань кінематики механізму та впливу на неї параметрів вібрації. У працях [4, 5] запропоновано конструкції різних видів фрикційних механізмів із собачками, проте не

проведено їх дослідження.

Мета досліджень. Дослідження кінематики фрикційного механізму повороту відсікаючих дисків вібраційного об'ємного дозатора та впливу на неї геометрії ланок і параметрів вібрації.

Результати досліджень. Для формування доз дрібнодисперсної продукції величиною до 1 кг об'ємним способом пропонується конструкція вібраційного бункерного дозатора (рис. 1), основними елементами якої є завантажувальний бункер 1, оснащений віброуючим конічним днищем 8, який з'єднаний із чашою дозатора 2 [6]. Чаша дозатора 2 виконана у вигляді циліндричної ємкості з кришкою 4, яка через гнучкий рукав 10 з'єднана з перехідною лункою 11 завантажувального бункера.

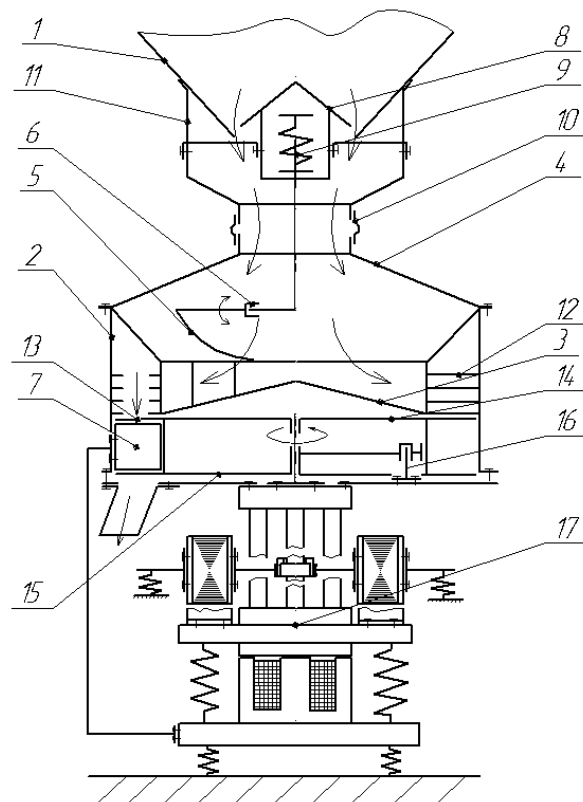


Рисунок 1 – Вібраційний бункерний дозатор для дрібнодисперсних СМ

Однією з умов забезпечення працездатності дозатора є гарантування рівномірності подачі матеріалу у чашу дозатора 2, що реалізується за допомогою віброуючого днища 8. Останній оснащений електромагнітом вертикальних коливань 9 і механізмом регулювання рівня продукту в чаші, який складається із прапорця 5 і шарнірного механізму 6.

Враховуючи фізико-механічні властивості СМ та використавши розроблену методику [7], оптимально підібрано геометрію та режими вібрації конічного днища з метою рівномірної подачі дрібнодисперсного продукту у чашу дозатора. Для рівномірного витікання сипкої продукції, наприклад, борошна завантажувальна лунка із радіусом випускного отвору $R_0 = 0,2$ м, висотою $h_k = 0,6$ м та кутом нахилу лунки до вертикалі $\Theta = 40^\circ$ повинна

реалізувати коливання із частотою $\omega = 150 \text{ рад/с}$ та амплітудою $a > 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ [8].

В чаші дозатора 2 під дією коливань сипкий продукт плавно розтікається по поверхні конічного днища 3 та через завантажувальний отвір потрапляє на транспортні доріжки 12, де під дією вібраційного транспортування переміщується на позицію наповнення мірника 7. Мірник розташований між двома відсікаючими дисками, встановленими за допомогою підшипникового вузла на вертикальній осі. Диски здійснюють плавний обертовий рух завдяки фрикційному механізму 16, який перетворює коливання чаші у обертовий рух дисків. Отвори на верхньому 14 та нижньому 15 дисках розташовані у шаховому порядку. При співпаданні отворів верхнього диску 14 з мірником 7 відбувається його наповнення, при співпаданні отворів нижнього диску 15 з мірником 7 – випорожнення. Для запобігання зависанню сипкого матеріалу в мірнику 7 та гарантування його випорожнення, останній здійснює вертикальні коливання, завдяки з'єднанню його з реактивною масою привода дозатора, що реалізує вертикальні коливання.

Приводом дозатора служать незалежні електромагнітні віброзбудники кутових та вертикальних коливань, а також пружні системи у вигляді гратчастого торсіона для кутових коливань та у вигляді плоских пружин – для вертикальних коливань. Це дозволяє забезпечити високі швидкості руху СМ у безвідривних режимах і, відповідно, високу продуктивність дозатора.

Фрикційний механізм із собачкою використано у конструкції дозатора завдяки ряду переваг, а саме: можливості використання корисної дії вібрації; простоті виготовлення тіл кочення; безшумності роботи; низькій інерційності, що дозволяє вмикати чи розмикати передачу у процесі руху; здатності до самозаклинювання в залежності від напрямку руху.

Однак поряд із тим фрикційні передачі мають деякі недоліки: можливість проковзування та необхідність забезпечення постійного притискання фрикційних поверхонь; передчасне зношування деталей, що призводить до зниження довговічності механізму в цілому. Тому при застосуванні фрикційних передач у різного роду пристроях важливо дослідити як кінематику руху окремих ланок, так і їх геометричні розміри з метою підвищення працездатності та довговічності механізму. Найбільш поширеними у промисловості є такі види фрикційних передач із собачкою [4] (рис. 2):

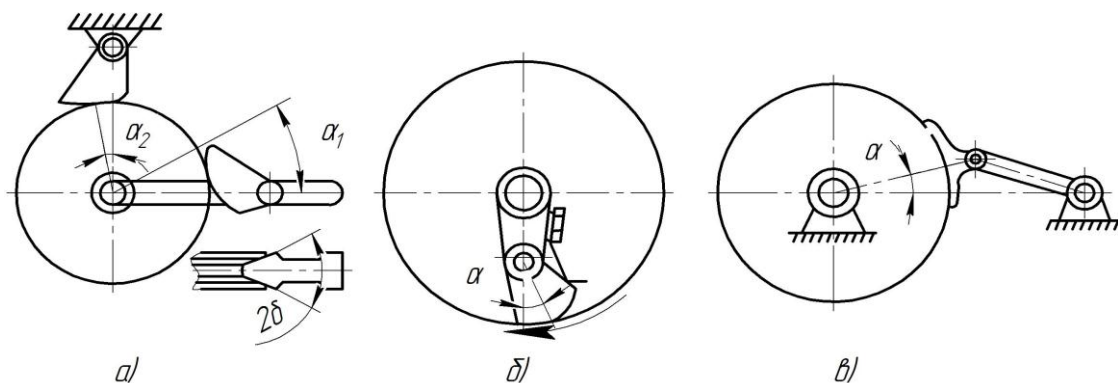


Рисунок 2 – Типові схеми фрикційних механізмів із собачками

Розрізняють собачки зовнішнього (рис. 2,а, в) та внутрішнього тертя (рис. 2, б). У фрикційних механізмах передача руху здійснюється завдяки силам тертя, тому робота цих передач плавніша і безшумніша у порівнянні із іншими, у яких рух передається через зачеплення зубців. Умови роботи фрикційної передачі можна покращити різними способами, серед яких найефективнішими є: підбір оптимального кута заклинювання; використання матеріалів для фрикційної пари із високими коефіцієнтами тертя або проточуванням канавки трапецієвидної форми на шківі і надання такого ж профілю поверхні собачки. Наприклад, якщо кут клина собачки 2δ , то тертя у порівнянні із плоскою фрикційною собачкою зростає у співвідношенні $\frac{1}{\sin \delta}$ [4]. Також для підвищення стійкості та довговічності механізму можливе використання двох собачок.

Для дослідження руху ланок фрикційного механізму повороту відсікаючих дисків дозатора розглянемо його кінематичну схему (рис. 3), де точка А – відповідає осі обертання відсікаючих дисків, точка В – точці контакту фрикційної пари (відсікаючий диск – собачка), повзун 3 – основі чаші дозатора, що здійснює коливання.

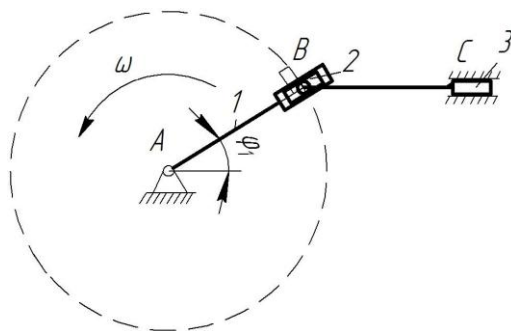


Рисунок 3 – Кінематична схема фрикційного механізму із собачкою

Існують три методи дослідження кінематики механізму: графічний, графоаналітичний та аналітичний. Перші два методи досліджень прості та наочні, однак не завжди забезпечують достатню точність розрахунків та не дозволяють здійснювати задачі оптимізації конструкції механізму. Тому для дослідження фрикційного механізму із собачкою було обрано один із аналітичних методів, а саме метод замкнутих контурів, згідно з яким будь-який механізм, що складається із замкнутого кінематичного ланцюга з нижчими парами, можна зобразити у вигляді замкнутого векторного контуру, замінивши умовно ланки механізму векторами (рис. 4). За початок векторного контуру приймається нерухома точка А. Модуль вектора може бути як постійним, так і змінним. Напрямок кожного вектора визначається кутом, що відраховується проти годинникової стрілки від лінії, яка паралельна осі X обраної системи координат і проведена через початок відповідного вектора. Знак вектора приймається плюс, якщо напрям вектора збігається з напрямом обходу контуру за годинниковою стрілкою.

Умову замкненості векторних контурів записуємо у вигляді:

$$\sum \vec{L}_m = 0, \quad (1)$$

де m – кількість ланок механізму.

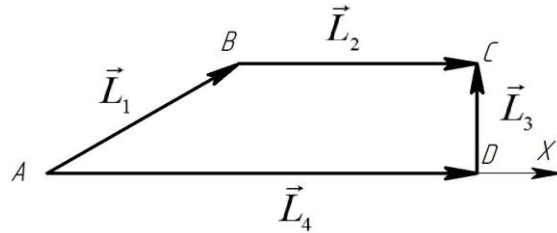


Рисунок 4 – План швидкостей фрикційного механізму із собачкою

Для фрикційного механізму (рис. 3) умова замкнутості матиме наступний вигляд:

$$\vec{L}_1 + \vec{L}_2 - \vec{L}_3 - \vec{L}_4 = 0. \quad (2)$$

Із кінематичної схеми (рис. 3) встановлено, що вектори \vec{L}_1 та \vec{L}_2 – є незмінними по величині та визначаються геометричними розмірами чаші дозатора та відсікаючих дисків, а вектори \vec{L}_3 , \vec{L}_4 – визначають положення повзуна 3 відносно центру обертання точки А.

Для визначення закону переміщення повзуна 3 запишемо векторне рівняння (2) у проєкціях на вісь X:

$$L_4 = L_1 \cdot \cos(\varphi_1) + L_2, \quad (3)$$

де φ_1 – кут повороту кривошипа 1.

Диференціюючи це рівняння за часом t отримуємо абсолютну швидкість ланки 3:

$$\frac{dL_4}{dt} = V_{c3} = -L_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin(\varphi_1), \quad (4)$$

де $\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$ – кутова швидкість ланки 1.

Знак мінус в рівнянні (4) вказує на те, що вектор швидкості \vec{V}_{c3} направлений протилежно вибраному напрямку осі X.

З іншої сторони швидкість руху ланки 3 відповідає швидкості руху стінки бункера, збудованої горизонтальними коливаннями пружної системи дозатора:

$$V_{c3} = A_r \cdot \omega \cdot \cos(\omega t), \quad (5)$$

де A_r – горизонтальна складова амплітуди коливань чаші дозатора, ω – кутова частота коливань чаші.

Прирівнявши рівняння (4) та (5) отримаємо:

$$L_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin(\varphi_1) = A_r \cdot \omega \cdot \cos(\omega t). \quad (6)$$

Загальний розв'язок рівняння (6) можна представити у вигляді:

$$\varphi_1(t) = \arccos\left(-\frac{A_r}{L_1}\sin(\omega t) + C\right), \quad (7)$$

де C – стала інтегрування.

Для знаходження часткового розв'язку із загального (6) використаємо початкову умову:

$$\varphi_1(0) = \alpha, \quad (8)$$

де α – кут нахилу ланки 1 у початковий момент часу $t = 0$.

Таким чином частинний розв'язок рівняння (6), що відповідає умовам руху фрикційного механізму (рис. 3), має вигляд:

$$\varphi_1(t) = \arccos\left(\cos(\alpha) - \frac{A_r}{L_1}\sin(\omega t)\right). \quad (10)$$

Як бачимо із виразу (10), на кут повороту відсікаючих дисків φ_1 істотно впливають такі параметри вібрації, як горизонтальна складова амплітуди коливань A_r та частота коливань ω . Також на переміщення впливає геометрія фрикційного механізму (довжина ланки L_1 , та її початкове положення – кут α).

Отже, фрикційна собачка передає крутний момент на відсікаючі диски за рахунок самозаклинювання поверхні тертя собачки під час її контакту із зовнішньою торцевою поверхнею відсікаючих дисків. Умова самозаклинювання забезпечується комплексною дією сил тертя в місцях контакту фрикційних поверхонь. Тому у подальшому планується провести динамічний аналіз фрикційного механізму для визначення сил, що діють у точках контакту. Таким чином це дозволить підібрати оптимальний кут заклинювання собачки та параметри пружини, що здійснюватиме функцію притискання собачки до торцевої поверхні дисків.

Висновок. Запропоновано використання коливань чаші дозатора для повороту відсікаючих дисків за допомогою фрикційного механізму. Досліджено кінематику фрикційного механізму та встановлено вплив на неї геометрії ланок та режимів вібрації чаші дозатора. Подані аналітичні залежності дозволяють визначити швидкість обертання відсікаючих дисків в залежності від амплітуди та частоти вібрації чаші дозатора. Дане дослідження дозволяє визначити оптимальні параметри конструкції та режими роботи вібраційного дозатора з метою здійснення об'ємного дозування дрібнодисперсних СМ з високою точністю та продуктивністю.

Список використаних джерел

1. Квапилл Р.К. Движение сыпучих материалов у бункерах / Р.К. Квапилл. – М.: Госгортехиздат, 1961. – 80 с.
2. Каталымов А.В. Дозирование сыпучих и вязких материалов /

- А.В. Каталымов, В.А. Любартович; за ред. Ю.К. Кузнецов. – Л.: Химия, 1990. – 240 с.
3. Ридель Э.И. Погрузочно разгрузочные машины на железнодорожном транспорте / Э.И. Ридель. – Москва : Транспорт, 1978. – 383 с.
 4. http://mpg.susu.ru/_mehanizmi/index.php?page=12c856ee918de862b1b36a693caa3659.
 5. Ачеркан Н.С. Справочник машиностроителя. В 6 томах. Том 4 – М., Машгиз, 1955. – 855 с.
 6. Пат. 95081 Україна, МПК В65G 65/30 (2006/01). Вібраційний дозатор для сипких матеріалів / Ю.П. Шоловій, Н.І. Магерус. – № u201407044; заявл. 23.06.2014; опубл. 10.12.2014, Бюл. №23. – 4 с.
 7. Шоловій Ю.П. Моделювання поведінки дрібнодисперсного сипкого матеріалу під дією вібрації у конічній лунці дозатора за допомогою системи Лоренца / Ю.П. Шоловій, Н.М. Тимошенко, Н.І. Магерус // Технологічні комплекси. 2014. – №1. - С. 109-117.
 8. Магерус Н.І. Вплив параметрів вібрації та геометрії лунки на рух дрібнодисперсного сипкого матеріалу у конічній лунці дозатора / Н.І. Магерус // Вібрації в техніці та технологіях. 2014. – №2. -С. 71-78.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕМАТИКИ ФРИКЦИОННОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ОТСЕКАЮЩИХ ДИСКОВ ВИБРАЦИОННОГО ОБЪЕМНОГО ДОЗАТОРА

Магерус Н.И.

Разработана конструкция вибрационного объемного дозатора для мелкодисперсных сыпучих материалов, что позволяет дозировать продукцию с высокой производительностью и точностью. Предложено использование колебаний чаши дозатора для поворота отсекающих дисков мерного стакана с помощью фрикционного механизма с собачкой, исследовано кинематику фрикционного механизма

Abstract

THE KINEMATIC INVESTIGATION OF THE FRICTIONAL MECHANISM OF THE CUTTING OFF DISKS OF THE VIBRATING VOLUMETRIC FEEDER

N. Maherus

The design of the vibrating volumetric feeder for the fine granular material, allowing dosing product with high efficiency and accuracy, has been developed. Using vibrations of the feeder basin for rotating the cutting off disks of the measuring cup by dint of a friction mechanism with a dog is offered. Kinematics of the friction mechanism is investigated

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ДОЗАТОРА КОМБІКОРМІВ З КОНУСНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Банга В.І., к.т.н.

Львівський національний аграрний університет

У статті наведено методика експериментальних досліджень індивідуального процесу дозування комбікормів дозатором з конусним робочим органом із використанням теорії планованого експерименту, експериментальну установку, рівні варіювання факторів та запропоновано рівняння регресії

Постановка проблеми. Використання технічних засобів для роздавання комбікормів з індивідуальним їх дозуванням зумовлене багатьма чинниками, і зокрема, такими як точність дозування, продуктивність, енергоємність процесу.

Досліджувати процес доцільно роздільно, за функціональним використанням окремих елементів. Одним із важливих функціонально закінчених елементів є дозатор, який безпосередньо впливає на процес індивідуального дозування комбікормів.

Існуючі дозатори комбікормів є енергоємними і споживають значну кількість електроенергії. Тому розробка методики для дослідження питомої енергоємності індивідуального дозатора комбікормів з конусним дозувальним робочим органом є актуальним і перспективним. Завданням досліджень є розробка методики для дослідження індивідуального дозатора комбікормів.

Аналіз стану останніх досліджень і публікацій. Аналіз робочого процесу дозувальних пристроїв для дозування комбікормів [1], показав, що існуючі об'ємні дозатори типу ДТК, МТД-3А, ДДТ, універсальний дозатор сипучих кормів у вигляді спіралі Архімеда з класичною схемою об'ємного дозування не забезпечують низької енергоємності процесу дозування.

Розглядаються дозатори типу ДТК, МТД-3А, ДДТ, універсальний дозатор сипучих кормів у вигляді спіралі Архімеда для дозування комбікормів зі значними показниками енергоємності, від 0,18 до 7,48 Вт•с/г [1]. На індивідуальний дозатор комбікормів [2] з конусним робочим органом, який розроблений нами, відсутня методика його експериментальних досліджень.

Постановка завдання. Мета – розробка методики дослідження технологічного процесу дозування комбікормів індивідуальним дозатором з конусним робочим органом.

Виклад основного матеріалу. Для дослідження технологічного процесу індивідуального дозування комбікормів в лабораторних умовах ми використали експериментальну установку, яка розроблена на кафедрі автоматизації тваринництва, якості та стандартизації Львівського НАУ, блок-схема якої подана на рис. 1.

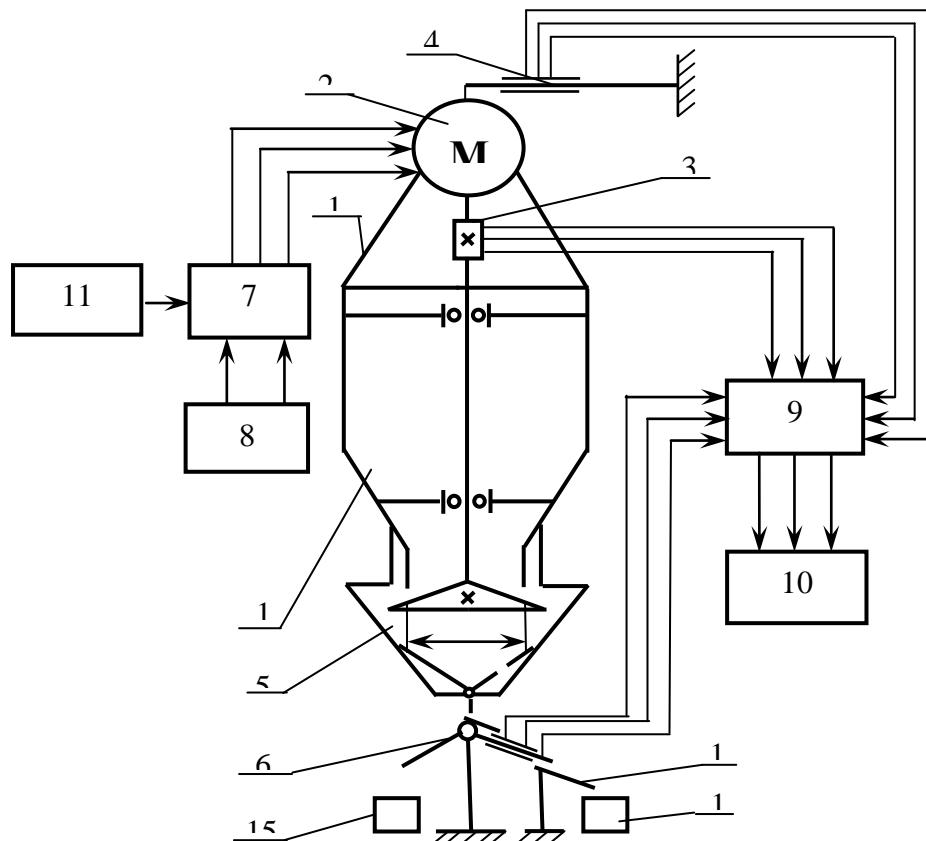


Рисунок 1 – Блок-схема експериментальної установки для дослідження індивідуального дозатора комбікормів із конусним робочим органом:

1 – індивідуальний дозатор; 2 – кроковий електродвигун; 3 – вимірювач крутного моменту; 4 – вимірювач маси комбікорму в бункері дозатора; 5 – пристрій зміни напрямку руху потоку; 6 – вимірювач потоку сипучих матеріалів; 7 – блок керування кроковим двигуном; 8 – блок живлення ВИП-009; 9 – тензопідсилювач 8АНЧ-7М; 10 – ПЕОМ; 11 – генератор частоти струму ГЗ-111; 12 – рама; 13 – відвідний лоток; 14, 15 – збірні місткості для необхідних і непотрібних порцій комбікорму

Дослідження проводились у наступній послідовності. У бункер індивідуального дозатора 1 завантажували максимальну кількість комбікорму масою 12 кг. Обертний рух конусного дозувального робочого органу, який приводився кроковим електродвигуном 2, призводив до висипання комбікорму у пристрій зміни напрямку руху потоку 5, клапан якого може змінювати своє положення залежно від необхідності напрямку потоку (на тензовимірвальну площину вимірювача потоку сипучих матеріалів 6 або в окрему місткість для збору необхідних порцій 16). Потік комбікорму до моменту встановлення необхідного режиму дослідження конусного робочого органу подавався пристроєм зміни напрямку руху потоку в окрему місткість для збору непотрібних порцій 17. При встановленні досліджуваного режиму перекидним клапаном пристрою 5 змінювався напрям потоку на тензовимірвальну площину вимірювача потоку сипучих матеріалів, де відбувалось зважування частинок комбікорму за масою, яка подавалася в окрему місткість 16 для збору маси. З місткості 16 порції комбікорму зважувались стандартною вагою, дані заносились в журнал досліджень. Експеримент проводився в триразовому повторенні.

Для обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів і режимів роботи індивідуального дозатора з конусним робочим органом проводився повний трифакторний планований експеримент на трьох рівнях типу 3^k , (k – число факторів) за відомою методикою [4]. Інтервали і рівні варіювання факторів наведені в табл. 1, а матриця плану у табл. 2.

Таблиця 1 – Інтервали і рівні варіювання факторів

Рівень варіювання факторів	Кодовані значення	Частота обертання конусного органу n , c^{-1}	Кут твірної конуса при його основі α , град.	Кільцевий зазор між випускною горловиною бункера і конусним робочим органом h , м
Верхній	+	1,39	20	0,008
Основний	0	0,835	10	0,006
Нижній	–	0,28	0	0,004
Інтервал варіювання	ε	0,555	10	0,002

Таблиця 2 – Матриця плану експерименту

№ експерименту	Варіювання факторами			Критерій оптимізації
	x_1	x_2	x_3	y
1	+	+	0	y_1
2	–	–	0	y_2
3	+	–	0	y_3
4	–	+	0	y_4
5	+	0	+	y_5
6	–	0	–	y_6
7	–	0	+	y_7
8	+	0	–	y_8
9	0	+	+	y_9
10	0	–	–	y_{10}
11	0	–	+	y_{11}
12	0	+	–	y_{12}
13	0	0	0	y_{13}
14	0	0	0	y_{14}
15	0	0	0	y_{15}

За критерій оптимізації прийнято енергоємність процесу дозування конусним дозувальним робочим органом, яку оцінювали як

$$E_d = \frac{N_k}{Q_k}, \quad (1)$$

де E_d – енергоємність процесу дозування конусним робочим органом, Вт·с/кг;

N_k – потужність процесу дозування конусним робочим органом, Вт;

Q_k – продуктивність конусного робочого органу, кг/с.

Факторами, які впливають на енергоємність процесу дозування E_0 індивідуального дозатора, були частота обертання конусного дозувального робочого органу n , кут твірної конуса α при його основі, розмір кільцевого зазору h між випускною горловиною бункера і конусним робочим органом.

Проведення повного трифакторного експерименту є трудомістким, тому було вирішено зменшити кількість досліджень, використавши симетричний план Бокса-Бенкіна другого порядку. Перед початком експерименту вибирали межі зміни факторів та провели їх кодування.

Кодування факторів проводили за формулою [4, 5]

$$x_i = \frac{X_i - X_{0i}}{\varepsilon}, \quad (2)$$

де x_i – кодоване значення фактора (безрозмірна величина), верхній рівень позначається +1, нижній –1 (в центрі експерименту нульовий рівень);

X_i – натуральне значення фактора;

X_{i0} – натуральне значення фактора на нульовому рівні;

ε – інтервал варіювання.

Інтервал варіювання визначали за формулою [4]

$$\varepsilon = \frac{x^6 - x^H}{2}, \quad (3)$$

де x^6, x^H – значення i -го фактора на верхньому і нижньому рівні.

Рівняння регресії для трифакторної моделі доцільно шукати у наступній формі [4]:

$$\hat{y} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3. \quad (4)$$

Коефіцієнти регресії визначали з використанням ПЕОМ.

Перевіряли математичні моделі на однорідність дисперсій або на відтворення дослідів за виконання умови [4, 5]

$$G_{роз} \langle G_{таб}, \quad (5)$$

де $G_{роз}, G_{таб}$ – розрахункове і табличне значення критерію Кохрена, яке вибирається з таблиці дод. 2 для рівня значущості 0,05 [4].

$G_{роз}$ – критерій Кохрена з числом степенів вільності для чисельника [4]:

$$f_4 = c - 1, \text{ знаменника } f_3 = N_p, \quad (6)$$

де c – число повторностей дослідів;

N_p – число рядків плану.

Розрахункове значення критерію Кохрена $G_{роз}$ визначаємо зі

співвідношення [4]:

$$G_{роз} = \frac{S_n^2 \max}{\sum_{n=1}^{N_p} S_n^2}, \quad (7)$$

де $S_n^2 \max$ – максимальне значення рядкової дисперсії;

$\sum_{n=1}^{N_p} S_n^2$ – сумарне значення за рядковими дисперсіями.

Визначали дисперсію S_y^2 , яка характеризує похибки дослідів у матриці плану за формулою [4]

$$S_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^{N_p} \sum_{i=1}^m (y_{iu} - \bar{y})^2}{N_p \cdot (m-1)}, \quad (8)$$

де y_{iu} – значення критерію оптимізації в паралельних дослідах (в u -му рядку);

\bar{y} – середнє значення критерію оптимізації в паралельних дослідах в u -му рядку матриці плану;

m – кількість повторностей одного досліду (одного рядка матриці плану).

Перевірку на адекватність моделі проводили за критерієм Фішера $F_{роз}$.

Модель є адекватною, якщо виконується умова: $F_{роз} < F_{таб}$, де $F_{роз}, F_{таб}$ – розрахункове і табличне значення критерію Фішера, яке вибирається з табл. дод. 3 для рівня значущості 0,05 з числом степенів вільності чисельника $f_1 = N_p - d$, знаменника $f_2 = N_p \cdot (m-1)$ [4, 5], де d – кількість значущих коефіцієнтів.

Розрахункове значення критерію Фішера визначаємо з відношення [4]:

$$F_{роз} = \frac{S_{ад}^2}{S_y^2}, \quad (9)$$

де $S_{ад}^2$ – дисперсія адекватності.

Дисперсія адекватності $S_{ад}^2$ визначається як [4]:

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum_{u=1}^{N_p} (\hat{y}_u - \bar{y})^2}{N_p - d}, \quad (10)$$

де \hat{y}_u – розрахункове (за рівнянням регресії) значення параметра оптимізації.

Висновки. Запропонована методика експериментальних досліджень

індивідуального дозатора комбікормів з конусним робочим органом із використанням теорії планованого експерименту дає можливість встановити оптимальні значення досліджуваних факторів (частота обертання конусного органу, кут твірної конуса при його основі, кільцевий зазор між випускною горловиною бункера і конусним робочим органом), підвищити достовірність результатів експерименту.

Список використаних джерел

1. Степук Л.Я. Механизация дозирования в кормоприготовлении. / Л.Я. Степук – Минск: Ураджай, 1986. – с.152.
2. Пат. Україна МПК А01К 5/02. Дозатор сипучих кормів./ В.Банга, Я. Жінчин, В. Дмитрів і ін. №2000127505, Опубл.15.08.2001, Бюл. №7.
3. Брускин Д. Э., Зорохович А. Е., Хвостов В.С. Электрические машины и микромашины. / Д.Э. Брускин, А.Е. Зорохович, В.С. Хвостов – М.: Высшая школа, 1981.– 317с.
4. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Роцин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Роцин – Л.: Колос, 1980.- 163 с.
5. Львович Я.Е., Фролов В.Н. Теоретические основы конструирования, технологии и надежности РЭА. /Я.Е. Львович, В.Н. Фролов– М.: Радио и связь, 1986. – 192 с.

Аннотация

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ДОЗАТОРА КОМБИКОРМОВ С КОНУСНЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

Банга В.И.

В статье приведена методика экспериментальных исследований индивидуального процесса дозирования комбикормов дозатором с конусным рабочим органом с использованием теории планируемого эксперимента, экспериментальную установку, уровни варьирования факторов и предложены уравнения регрессии

Abstract

METHODS OF RESEARCH EXPERIMENTALNYH INDIVIDUALLY KOMBYKORMOV DISPENSER WITH A WORKING BODY KONUSNM

V. Bancha.

In this article shows the method of research experimentalnyh individually process dozyrovanyya kombykormov dispenser with a working body konusnym Using the theory with experiment planyruemoho, eksperymentalnyyu setting Levels varyrovanyya factors and predlozheny rehressyy equation

МЕТОД РАСЧЁТА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЁМНЫХ ФИГУР НЕПРАВИЛЬНОЙ ФОРМЫ

Лукияненко В.М., к.т.н., доц., Никифоров А.А., Галич И.В. ст. преп.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

В данной статье предлагается представлять объёмные тела неправильной формы как совокупность дискретных плоских элементов – треугольников. При данном подходе методика определения геометрии сечений не будет зависеть от формы поверхности тела, которое рассекается на элементы

Постановка проблемы. Повышение эффективности процессов выделения семян трудноотделимых сорняков и примесей из семенных смесей в настоящее время продолжает оставаться актуальной задачей. Выполнить очистку семян основной культуры без значительных ее потерь от таких засорителей в некоторых случаях при сепарации на существующих зерноочистительных машинах с воздушно – решетно – триерными рабочими органами невозможно [1, 2]. Поэтому изыскание новых рабочих органов семяочистительных машин для улучшения качества очистки семян имеет важное народнохозяйственное значение.

Анализ работ в области гидродинамики сепарирования зерна [1], а также вибрационного перемещения твёрдых и сыпучих тел на рабочих органах семяочистительных машин [2] показывает, что аэродинамические силы и моменты, которые действуют на тела (зёрна) в потоке воздуха учитываются не в полной мере.

Цель исследования. Учёт влияния аэродинамических сил на динамику движения элементов семенной смеси путём расчёта аэродинамических характеристик тел неправильной формы.

Основная часть. Ранее была предложена методика расчёта аэродинамических характеристик тел правильной эллипсоидной формы методом сечений [6, 7]. Согласно этой методике тело разбивается секущими на несколько элементов, каждый элемент рассматривается как плоский аэродинамический профиль и в зависимости от геометрических характеристик последнего рассчитываются его аэродинамические характеристики. Аэродинамические характеристики тела рассчитываются путём суммирования характеристик, полученных для составляющих элементов тела (аэродинамических профилей).

В качестве аэродинамических характеристик профиля рассматриваются [4, 6]:

- хорда профиля b – линия, соединяющая две наиболее удаленные точки профиля;

- относительная толщина профиля $\bar{c} = c/b$ – отношение максимальной толщины профиля c к длине хорды b ;
- относительная кривизна профиля $\bar{f} = f/b$, где f - кривизна профиля (наибольшая ордината точки, принадлежащей средней линии профиля);
- относительные абсциссы толщины и кривизны профиля $\bar{x}_c = x_c/b$, $\bar{x}_f = x_f/b$, соответственно. Здесь x_c и x_f - абсциссы наибольшей толщины профиля и его наибольшей кривизны;
- относительные радиусы кривизны в «голове» и «хвосте» профиля $\bar{r} = r/b$.

Часто данные величины выражают в процентах. Данные величины рассчитываются в зависимости от относительной кривизны и относительной абсциссы кривизны рассматриваемого профиля при неизменном критическом угле атаки.

Геометрические характеристики аэродинамических профилей рассчитываются с помощью алгоритма [6].

Предложенный метод позволяет с удовлетворительной точностью прогнозировать аэродинамические свойства компонентов зерновых смесей при условии их правильной формы (когда их поверхность может быть описана уравнением (системой уравнений) аналитической геометрии).

Однако на практике не всегда рассматриваемые компоненты зерновых смесей имеют правильные формы. Во всяком случае, их описание системой уравнений представляет собою отдельную достаточно сложную задачу, которая усложняет методику расчёта вследствие того, что расчётные алгоритмы зависят от вида поверхности, которая рассекается секущими плоскостями.

В данной статье предлагается представлять объёмные тела неправильной формы как совокупность дискретных плоских элементов – треугольников (рис. 1).

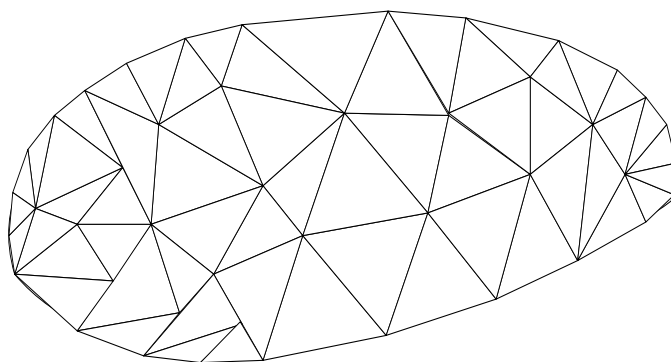


Рисунок 1 – Представление объемного тела неправильной формы совокупностью дискретных плоских треугольников

Тогда в расчётном алгоритме будет использоваться только один вид уравнений – уравнения определения следа при пересечении двух плоскостей. При этом профиль сечения рассматриваемого тела будет определяться как

совокупность следов пересечения секущей плоскостью плоскостей введённых дискретных элементов или, иначе – как ломаная линия (рис. 2).

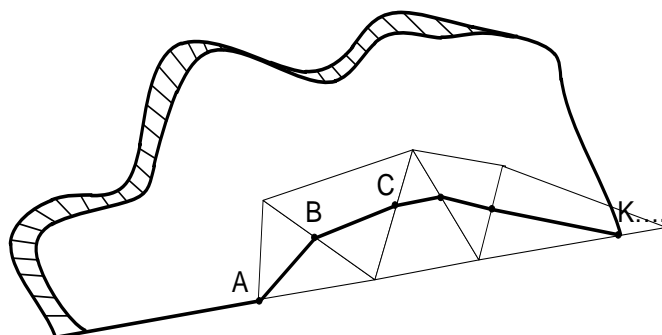


Рисунок 2 – Совокупность следов пересечения секущей плоскостью плоскостей введённых дискретных элементов

Процедура разбивки объёмных тел произвольной формы на дискретные плоские треугольники называется триангуляцией [3, 5].

Методика расчёта следа при пересечении секущей плоскостью дискретных плоских треугольников следующая.

Объёмная фигура неправильной формы задается совокупностью узлов разбивки. При этом фигура представляется в виде совокупности дискретных плоских треугольников, каждый из которых может быть аналитически описан уравнением плоскости, проходящей через три заданные точки, не лежащие на одной прямой (рис. 3).

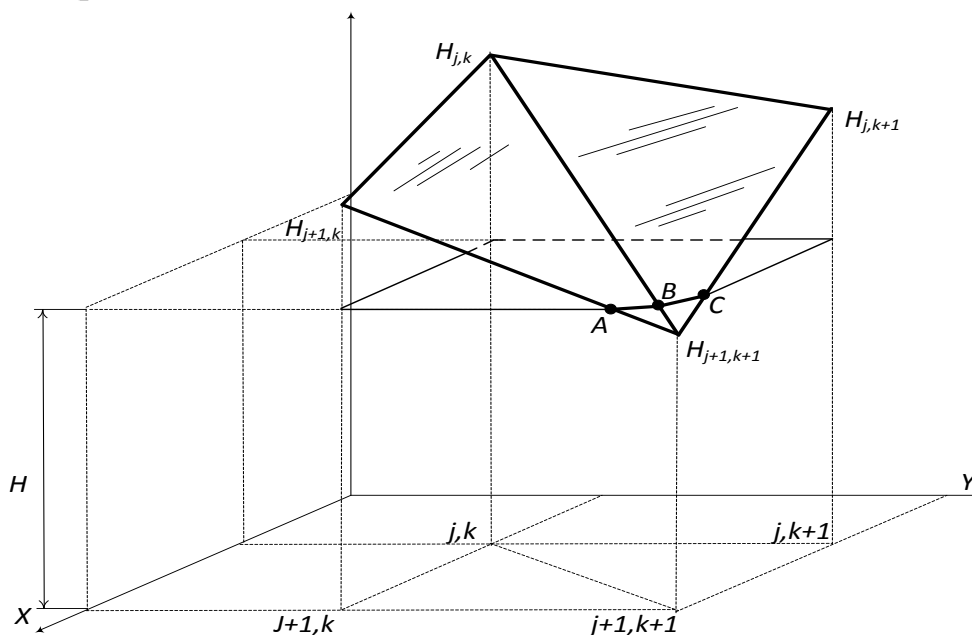


Рисунок 3 – Построение ломаной линии – следа пересечения тела секущей плоскостью

Ломаная линия ABC является результатом пересечения тела секущей плоскостью, где для всех точек плоскости H , треугольных граней,

образованных точками объемной фигуры: $(x_{j,k}, y_{j,k}, h_{j,k})$, $(x_{j+1,k}, y_{j+1,k}, h_{j+1,k})$, $(x_{j+1,k+1}, y_{j+1,k+1}, h_{j+1,k+1})$, для первой грани, и $(x_{j,k}, y_{j,k}, h_{j,k})$, $(x_{j,k+1}, y_{j,k+1}, h_{j,k+1})$, $(x_{j+1,k+1}, y_{j+1,k+1}, h_{j+1,k+1})$, для второй грани, где $j=1,2,\dots, X_{\text{макс.}}/\Delta x$ и $k=1,2,\dots, Y_{\text{макс.}}/\Delta y$ - индексы узлов разбивки тела по оси X и Y ; Δx и Δy - шаг разбивки по оси X и Y , соответственно. Значения координат, определяющих местоположения точек ломаной ABC , вычисляются с помощью следующих соотношений:

$$x_A = \frac{H - h_1}{h_2 - h_1} \cdot (x_2 - x_1) + x_1, \quad (1)$$

$$y_A = \frac{H - h_1}{h_2 - h_1} \cdot (y_2 - y_1) + y_1, \quad (2)$$

$$x_B = \frac{H - h_1}{h_3 - h_1} \cdot (x_3 - x_1) + x_1, \quad (3)$$

$$y_B = \frac{H - h_1}{h_3 - h_1} \cdot (y_3 - y_1) + y_1, \quad (4)$$

$$x_C = \frac{H - h_1}{h_4 - h_1} \cdot (x_4 - x_1) + x_1, \quad (5)$$

$$y_C = \frac{H - h_1}{h_4 - h_1} \cdot (y_4 - y_1) + y_1, \quad (6)$$

$$h_2 > H \cap h_3 > H \cap h_4 > H \cap h_1 < H, \quad (7)$$

или

$$h_2 < H \cap h_3 < H \cap h_4 < H \cap h_1 > H, \quad (8)$$

где (x_A, y_A, h_A) , (x_B, y_B, h_B) , (x_C, y_C, h_C) - координаты точек, образующих ломаную ABC ;

(x_1, y_1, h_1) , (x_2, y_2, h_2) , (x_3, y_3, h_3) , (x_4, y_4, h_4) - координаты узлов, образующих треугольные грани, с помощью которых аппроксимируется объемная фигура неправильной формы для рассматриваемого квадрата разбивки $j, j+1$ и $k, k+1$.

Нумерация узлов устанавливается в соответствие с условием (1), (2). Индекс 1 присваивается тому узлу, который отсекается от остальных плоскостью уровня $h=H$. Остальные индексы (2, 3 и 4) присваиваются в произвольном порядке оставшимся трём узлам. В рассматриваемом примере, который изображён на рисунке 3, индекс 1 присваивается узлу $(j+1; k+1)$, индексы 2, 3 и 4 – узлам $(j+1; k)$, $(j; k)$ и $(j; k+1)$, соответственно;

Результат сложения полученных следов пересечения дискретных плоских треугольников, образующих поверхность рассматриваемого тела, имеет вид ломаной линии, которая образует замкнутый контур (рис. 4).

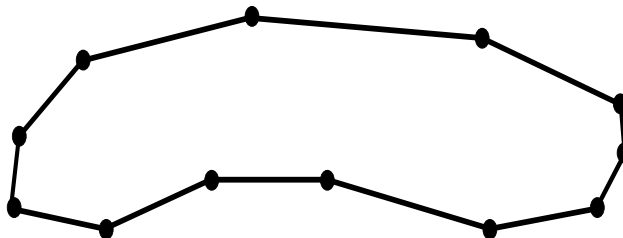


Рисунок 4 – Результат сложения полученных следов пересечения дискретных плоских треугольников

Полученные результаты позволяют определять геометрические характеристики сечения как аэродинамического профиля (рис. 5).

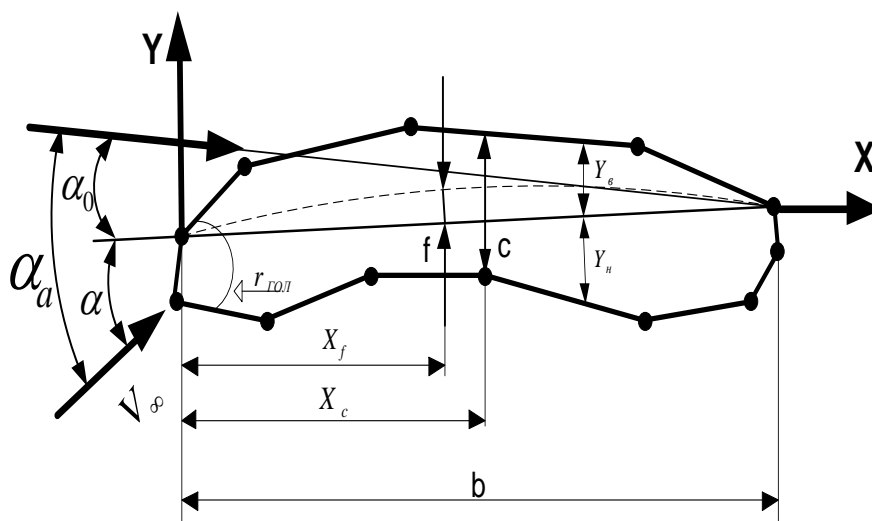


Рисунок 5 – Геометрические характеристики рассчитанного профиля сечения тела

Выводы. Предложенный подход, с помощью которого задаётся поверхность объёмных тел неправильной формы, позволяет унифицировать методику расчёта геометрических характеристик сечений этих тел. При данном подходе методика определения геометрии сечений не будет зависеть от формы поверхности тела, которое рассекается на элементы. Это позволит повысить эффективность исследований по учёту аэродинамических свойств элементов зерновых смесей при проектировании перспективных образцов зерноочистительных машин.

Список использованной литературы

1. Тищенко, Л.Н. Гидродинамика сепарирования зерна [Текст] / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский. – Харьков: Міськдрук, 2010. – 174 с.
2. Заика, П.М. Вибрационное перемещение твердых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах [Текст]: практическое пособие / П.М. Заика. – К.: УСХА, 1998. – 631 с.
3. Скворцов, А.В. Триангуляция Делоне и её применение [Текст]: учебное пособие / А.В. Скворцов. – Томск: Изд – во Том. ун - та, 2002. – 128 с.
4. Землянский, А.В. Аэродинамика изолированного профиля и решетки профилей [Текст] / А.В. Землянский, В.М. Мартынов. – М.: МФТУ, 1983. – 22 с.
5. Егоров, В.В. Триангуляция – проблема расчёта [Текст] / В.В. Егоров // Т-Com - Телекоммуникации и Транспорт. – 2014. – Т. 8, №5. – С. 8 – 11.
6. Лукьяненко, В.М. Расчёт коэффициентов аэродинамических сил и моментов, действующих на семена растительных культур в потоке воздуха, методом плоских сечений [Текст] / В.М. Лукьяненко, А.А. Никифоров // Motrol – Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2013. – Vol 15, №7. – С. 98 – 103.
7. Лукьяненко, В.М. Метод расчёта аэродинамических сил и моментов, действующих на семена растительных культур движущихся по наклонной вибрирующей поверхности в потоке воздуха [Текст] / В.М. Лукьяненко, А.А. Никифоров // Вестник ХНТУСХ «Механизация сельскохозяйственного производства». – 2013. – Вып. 135. – С. 392 – 397.

Анотація

МЕТОД РОЗРАХУНКУ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБ'ЄМНИХ ФІГУР НЕПРАВИЛЬНОЇ ФОРМИ

Лук'яненко В.М., Никифоров А.О., Галич І.В.

У даній статті пропонується представляти об'ємні тіла неправильної форми як сукупність дискретних плоских елементів - трикутників. При даному підході методика визначення геометрії перерізів не буде залежати від форми поверхні тіла, що розсікається на елементи

Abstract

THE METHOD OF CALCULATING THE AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF THREE-DIMENSIONAL FIGURES OF IRREGULAR SHAPE

V. Lukyenko, A. Nikiforov, I. Galych

This article is suggested to present three-dimensional body of irregular shape as a set of discrete planar elements - triangles. In this approach, the method of determining the geometry of the cross sections will not depend on the shape of the body surface, which is dissected into elements

ОБОСНОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПЕНОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ВНУТРИПОЧВЕННОГО ЛЕНТОЧНОГО ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ РАСТЕНИЙ

Мельник В.И., д.т.н., проф. Лукьяненко А.В. ст. преп.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

В данной работе рассчитана и обоснована производительность пеногенератора для внутрепочвенного внесения жидких средств защиты растений

Актуальность. Применение химических средств защиты растений не безопасно ни для человека, ни для окружающей среды, а, значит, должно базироваться на использовании высокоточного оборудования и тем обеспечивать наивысшее качество выполнения технологических процессов. Только таким образом можно достичь максимальной хозяйственной эффективности обработок при минимальном уроне для природы и человека. В этой связи использование пены при внутрепочвенном ленточном внесении гербицидов (ВЛВГ) представляется весьма актуальным. Во-первых, ВЛВГ уже само по себе относится к экологически щадящим методам [1]. Во-вторых, связанный пеной препарат меньше испаряется и выветривается, а, значит, полнее используется по назначению. В-третьих, такой технологический процесс более надежен, т.к. исключает применение внутрепочвенных распылителей.

Состояние вопроса. Само по себе использование пены на машинах для химической защиты растений известно давно, но широкое применение получило только в конструкциях пенных маркеров [2]. Сейчас такие маркеры теряют актуальность, поскольку им на смену приходит автоматическое вождение агрегатов по GPS [3]. Внутрепочвенное внесение пены известно только по работам авторов [4 - 8].

В зависимости от назначения, рабочий орган (РО) для внесения жидких средств химизации в слое пены может быть реализован по-разному. Если, например, при ленточном внутрепочвенном внесении вспененных гербицидов ставится задача минимизировать глубину заделки препарата, то не обойтись без применения стрелчатых РО с развитой сводообразующей частью, которая предупреждает выток пены в образующуюся за стойкой развальную борозду [4]. Если же глубина заделки превышает 6 см, то сводообразующая часть может присутствовать, но в значительно уменьшенном виде. Именно такой рабочий орган рассматривается в работах [1, 8].

Целью настоящих исследований является обоснование необходимой производительности пеногенератора. При этом она должна обеспечивать полное заполнение пеной пространства, которое образуется в кинематической

тени РО в процессе его движения на рабочих скоростях, при условии, что обрушение почвы сопровождается сжатием пены и не приводит к ее перемещению в направлении движения РО.

Постановка задачи. В работе [8] рассматривается РО для внутрпочвенного ленточного внесения химических средств защиты растений в составе пены. По конструкции он представляет собой симметричную плоскорежущую стрелчатую лапу. На рис. 1 с использованием правой трехмерной декартовой системы координат $OXYZ$ представлена схема левого лемеха РО в состоянии движения под слоем почвы.

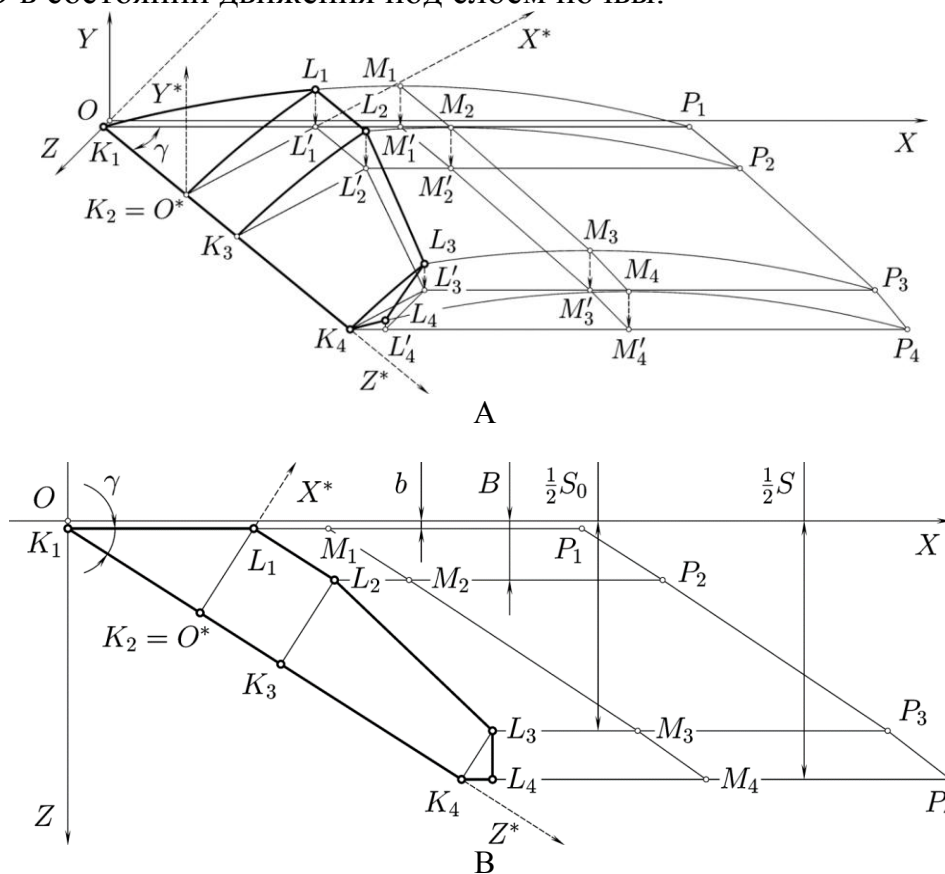


Рисунок 1 – Схема левого лемеха рабочего органа и формообразующих линий полости, которая образуется в его кинематической тени в процессе движения под слоем почвы: А – объемное представление; В – вертикальная проекция

Система координат $OXYZ$ расположена и сориентирована таким образом, что плоскости OXZ и OXY совпадают, соответственно, с плоскостями резания и симметрии РО, а ось абсцисс параллельна вектору \vec{v}_0 относительной скорости РО и совпадает с ним по направлению. Носок лемеха (точка K_1) лежит на оси OZ и отстоит от начала координат (длина отрезка OK_1) на величину b половины толщины стойки, которая на рис. 1 не показана. Тут же в кинематической тени стойки располагается канал для подвода рабочего вещества в виде пены (на рисунке также не показан). Место ее вытока находится ниже уровня цилиндрической лобовой поверхности (ЦЛП) $K_1K_2K_3K_4L_4L_3L_2L_1$ лемехов лапы. Таким образом, в процессе рабочего хода РО пена изначально располагается вдоль оси OX .

Основные параметры рабочего органа следующие: h — максимальная высота РО без учета стойки, равна длине вертикальных отрезков $L_1L'_1$ или $L_2L'_2$; S — ширина захвата стрельчатого рабочего органа; S_0 — гарантированная ширина полосы внесения пены; B — ширина, в пределах которой стрельчатый РО сохраняет свою максимальную высоту h ; b — смещение лемеха относительно плоскости симметрии РО, которое равно половине толщины стойки, измеренной на уровне крепления лемехов; γ — половина угла раствора лемехов РО. Параметр b вместе с углом γ посредством линейного уравнения.

$$z = \operatorname{tg} \gamma x + b \quad (1)$$

определяют ориентацию режущей кромки K_1K_4 левого лемеха РО.

Для точного описания формы ЦЛП $K_1K_2K_3K_4L_4L_3L_2L_1$ лемехов лапы используем новую правую декартову систему координат, $O^*X^*Y^*Z^*$ с точкой привязки O^* , совпадающей с точкой K_2 , которая в общем случае может располагаться в любом месте на режущей кромке K_1K_4 лемеха. Ориентация осей системы $O^*X^*Y^*Z^*$ понятна из рис. 1. В этой системе ЦЛП левого лемеха определяется уравнением образующей O^*L_1 [8]:

$$y^* = \alpha_2 x^{*2} + \alpha_1 x^* + \alpha_0, \quad (2)$$

где: $\alpha_0 = 0,0$;
 $\alpha_1 = 0,498009$;
 $\alpha_2 = -0,003299$.

В качестве направляющей служит режущая кромка K_1K_4 (1). В координатах (x, y, z) уравнение ЦЛП $K_1K_2K_3K_4L_4L_3L_2L_1$ лемеха представляется так [8]:

$$y = a_2 [x \sin \gamma + (b - z) \cos \gamma]^2 + a_1 [x \sin \gamma + (b - z) \cos \gamma] + a_0. \quad (3)$$

Угол трения почвы о металл, равно как и состояние самой почвы, считаем фиксированными.

Рассматривая кинематику образования полости в почве, исходим из того, что частица, столкнувшись с ЦЛП РО и пройдя по ней, во-первых, совершает плоское движение; во-вторых, совсем не теряет горизонтальной составляющей

своей относительной скорости, которая остается равной $v_x = v_0$; в-третьих, приобретает вертикальную составляющую скорости, которая определяется из условия безотрывности ее скольжения по лобовой поверхности уравнением

$v_y = v_0 \operatorname{tg} \alpha$, где α — угол между горизонтальной линией и параллельной к плоскости симметрии РО касательной к ЦЛП лемеха в текущей точке на траектории движения частицы.

После схода с ЦЛП частицы движутся в состоянии свободного полета по траектории [8]:

$$y = y_l + (x - x_l) \operatorname{tg} \alpha_l - \frac{g(x - x_l)^2}{2v_0^2}, \quad (4)$$

где: x_l и y_l — координаты частицы в момент ее схода с ЦЛП;
 α_l — значение угла α в точке отрыва частицы от ЦЛП.

С учетом принятой гипотезы о безотрывном скольжении частиц почвы по ЦЛП, точка схода частиц с ЦЛП принадлежит линии $L_1L_2L_3L_4$ заднего обреза лемеха.

Для описания интересующей нас динамической полости в почве достаточно знать четыре таких траектории $L_iM_iP_i$ ($i = 1, 2, 3, 4$). Кусочно-сочлененная линия $M_1M_2M_3M_4$ определяет геометрическое место максимумов на этих траекториях, а $P_1P_2P_3P_4$ — начало области обрушения поднятой в полет почвы, на плоскость резания. Точки L'_i и M'_i — являются проекциями на плоскость резания уже известных точек L_i и M_i .

Введем обозначение: α_{li} — углы схода частиц почвы в момент их отрыва от ЦЛП РО в точках L_i , с координатами (x_{li}, y_{li}, z_{li}) . В таком случае горизонтальная v_{xli} и вертикальная v_{yli} составляющие скорости отрыва равны

$$v_{xli} = v_0, \quad v_{yli} = v_0 \operatorname{tg} \alpha_{li}, \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (5)$$

где $\operatorname{tg} \alpha_{li}$ определяется частной производной от уравнения ЦЛП (3) [8]

$$\operatorname{tg} \alpha_{li} = \left. \frac{\partial y}{\partial x} \right|_{(x=x_{li}; z=z_{li})} = \{2a_2[x_{li} \sin \gamma + (b - z_{li}) \cos \gamma] + a_1\} \sin \gamma, \quad (i = 1, 2, 3, 4). \quad (6)$$

Результаты. Мысленно представим, что поднятая в результате взаимодействия с ЦЛП РО почва, замирает на высоте максимального подъема и назад на плоскость резания не возвращается. В таком случае в кинематической тени РО образуется непрерывный виртуальный канал с площадью нормального сечения равной F_n . С учетом c_w нормативной степени его заполнения пеной ($c_w < 1$ и определяется экспериментально) скорость прироста объема W ($\text{м}^3/\text{с}$) такого канала равна искомой производительности пеногенератора.

$$W = c_w v_0 F_n, \quad (7)$$

где теперь уже реальную величину F_n следует понимать, как площадь нормальной проекции на координатную плоскость OYZ криволинейного кусочносочлененного вертикального сечения динамической полости, которая образуется в кинематической тени РО, при условии, что секущая поверхность проходит через точки максимумов M_i ($i = 1, 2, 3, 4$) на траекториях, сходящих из ЦЛП РО частиц. Введем обозначения: y_{mi} и z_{mi} — ординаты и аппликаты точек M_i . Тогда F_n определяется так:

$$F_n = 2(F_m + by_{mi}), \quad (8)$$

где: F_m — площадь нормальной проекции пространственного многоугольника $M_1M_2M_3M_4M'_4M'_3M'_2M'_1$ на плоскость OYZ ;
 by_{ml} — составляющая объема полости, образующейся за половиной стойки;
 y_{ml} — ордината точки максимума M_1 на ближайшей к стойке траектории полета частицы.

Появление множителя "2" связано с симметрией РО и наличием двух лемехов. В свою очередь F_m определяется формулой

$$F_m = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (y_{mi+1} + y_{mi}) (z_{mi+1} - z_{mi}), \quad (9)$$

где y_{mi} определим, как максимум подъема частицы после ее схода с ЦЛБ

$$y_{mi} = y_{li} + \frac{v_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_{li}}{2g}, \quad (i = 1, 2, 3, 4), \quad (10)$$

где y_{li} и $\operatorname{tg} \alpha_{li}$ определяется выражениями (3) и (6), соответственно. После их подстановки в (10) получаем

$$y_{mi} = a_2 [x_{li} \sin \gamma + (b - z_{li}) \cos \gamma]^2 + a_1 [a_{li} \sin \gamma + (b - z_{li}) \cos \gamma] + a_0 + \frac{v_0^2}{2g} \{2a_2 [x_{li} \sin \gamma + (b - z_{li}) \cos \gamma + a_1]\}^2 \sin^2 \gamma$$

$$(i = 1, 2, 3, 4). \quad (11)$$

Для того, чтобы воспользоваться выражениями (11) и (9) нам необходимо знать координаты x_{li} , z_{li} точек L_i и аппликаты z_{mi} точек M_i , когда $i = 1, 2, 3, 4$.

Величины аппликат $z_{li} = z_{mi}$ точек L_i и M_i известны из рис 1

$$z_{l1} = z_{m1} = b, \quad z_{l2} = z_{m2} = B, \quad z_{l3} = z_{m3} = \frac{1}{2} S_0, \quad z_{l4} = z_{m4} = \frac{1}{2} S, \quad (12)$$

Кроме того из рис. 1 известно, что

$$y_{l1} = y_{l2} = h. \quad (13)$$

Абсциссы x_{l1} и x_{l2} точек L_1 и L_2 линии L_1L_2 определим воспользовавшись уравнением ЦЛП (3) исходя из условия $y = y_{l1} = y_{l2} = h$ (13):

$$a_2 [x \sin \gamma + (b - z) \cos \gamma]^2 + a_1 [x \sin \gamma + (b - z) \cos \gamma] + a_0 - h = 0. \quad (14)$$

Из последнего, решением относительно z получаем

$$z = x \operatorname{tg} \gamma + b + \frac{a_1 \mp \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - h)}}{2a_2 \cos \gamma}. \quad (15)$$

Если принять во внимание, что $a_0=0,0$; $a_1=0,498009$; $a_2= - 0,003299$, то можно утверждать, что в (15) следует использовать верхний знак. Теперь последовательно выполнив подстановку $z = z_{l1}$ и $z = z_{l2}$ в уравнение (15) и

решив полученное относительно x находим

$$x_{l1} = \frac{\sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - h) - a_1}}{2a_2 \sin \gamma}, \quad (16)$$

$$x_{l2} = \frac{B-b}{\operatorname{tg} \gamma} + \frac{\sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - h) - a_1}}{2a_2 \sin \gamma}. \quad (17)$$

Абсциссу x_{l3} точки L_3 определим из условия, что, во-первых, $z_{l3} = \frac{1}{2}S_0$ (12), во-вторых, линия L_3K_4 (рис. 1В) перпендикулярна K_1K_4 и, в-третьих, координаты (x_{k4}, z_{k4}) конечной точки K_4 определяются из уравнения режущей кромки $z = \operatorname{tg} \gamma x + b$ (1) при $z = z_{k4} = \frac{1}{2}S$

$$x_{k4} = \frac{S-2b}{2\operatorname{tg} \gamma}, \quad z_{k4} = \frac{1}{2}S. \quad (18)$$

Теперь, поскольку уравнение линии L_3K_4 следующее

$$z = \operatorname{tg} \left(\frac{1}{2}\pi + \gamma \right) (x - x_{k4}) + z_{k4}, \quad (19)$$

то с учетом значений x_{k4}, z_{k4} (18) находим

$$x_{l3} = \frac{1}{2}(S - S_0)\operatorname{tg} \gamma + \frac{S-2b}{2\operatorname{tg} \gamma}. \quad (20)$$

Абсцисса x_{l4} известна из конструкции РО (рис. 1)

$$x_{l4} = x_{l3} \quad (21)$$

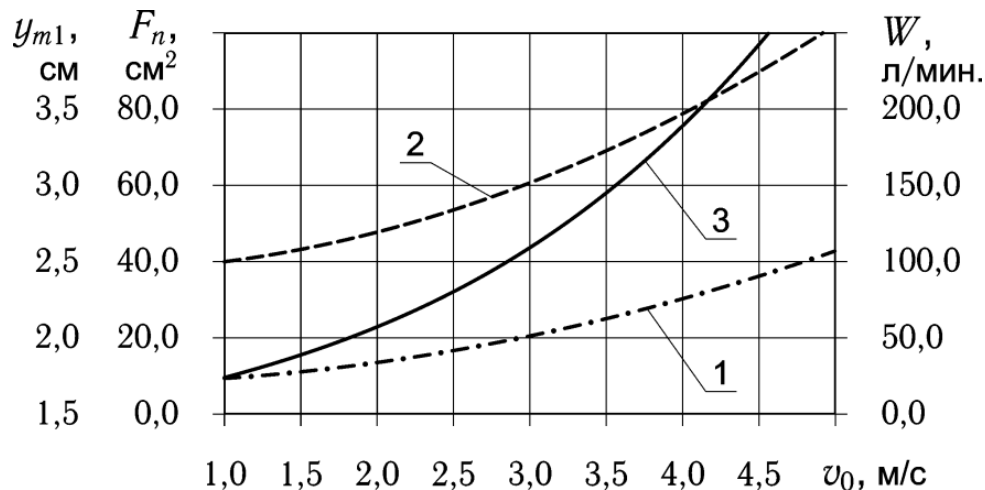


Рис. 2. Зависимость величины ординаты y_{mi} (11) (кривая 1), площади вертикального сечения полости в почве F_n (8) (кривая 2) и требуемой производительности пеногенератора W (7) (кривая 3) от скорости движения v_0 рабочего органа, когда нормативное заполнение полости пены $c_w = 0,1$

Тогда с учетом определения координат x_{li} (16), (17), (20), (21), $z_{li} = z_{mi}$

(12), а также выражений для ординат z_{mi} (11) и площадей F_n (8), F_m (9) искомая величина W (7) требуемой производительности пеногенератора является определенной. На рис. 2 представлены графики, которые соответствуют заданному значению коэффициента нормативного заполнения полости пеной $c_w=0,1$ и другим параметрам РО, приведенным выше. Их нелинейность связана с нелинейностью выражений, определяющих величину площадей, F_n (8), F_m (9).

Теперь сформулируем требования к перспективным машинам для ВЛВГ:

- расход рабочей жидкости должен укладываться в характерный для малообъемного внесения интервал 5 - 50 л/га [1];
- кратность пены должна быть не меньше той, которая сейчас реально достигаемая на пенных маркерах и составляет 1:100 [2];
- расход рабочей жидкости одним распылителем пеногенератора ≤ 1 л/мин [1];
- на каждый рядок растений должен приходиться один отдельный пеногенератор и соответственно один распылитель.

Если теперь взять верхние пределы интервалов указанных величин, то при возделывании сельхозкультур, например, кукурузы или подсолнечника, с шириной междурядий 0,7 м, рабочая скорость агрегата U_0 должна быть больше 17,14 км/ч (4,76 м/с), а производительность W одного пеногенератора равняться 100 л/мин. Из рис. 2 видно, что для таких значений U_0 с позиций заполняемости полости в почве, даже с учетом коэффициента заполнения $c_w = 0,1$, производительность пеногенератора W должна превышать 200 л/мин. Разумеется такую производительность пеногенератора можно обеспечить если увеличить расход рабочей жидкости до 2 л/мин и более. Но в таком случае общий расход рабочей жидкости выйдет за пределы малообъемного внесения, что не желательно.

Выводы. Для того чтобы обеспечить внутрпочвенное ленточное внесение пены с общим расходом рабочей жидкости, укладываемым в характерный для малообъемного внесения интервал 5 - 50 л/га, необходимо либо увеличивать кратность пены, в разы превышающую достигнутый уровень 1:100, либо применять рабочие органы, которые могли бы надежно осуществлять технологический процесс с долей заполнения полости в почве, которая составляет несколько процентов. Последнее реализовано авторами в конструкции рабочего органа с развитой сводообразующей частью, предусматривающей наличие ребер для принудительного перераспределения пены в пределах ширины полосы обработки. В любом случае, каким бы ни был рабочий орган, крайне желательно, чтобы производительность обслуживающего один рядок пеногенератора составляла 100 - 200 л/мин.

Список использованной литературы

- Мельник В.И. Внутрпочвенное внесение жидкостей в растениеводстве: [монография] / В.И. Мельник. - Харьков: "Міськдрук", 2010. - 439 с.
- Ямников Ю. Маркеры для опрыскивателей / Юрий Ямников // Поле Августа, 2004. - №5(16). - С. 8.
- Скажіть маркеру — "до побачення"! // Новини агротехніки: виробничо-практичний журнал, 2007. №3. - С. 40 - 43.

4. Пат. 47751 Україна, МПК6 А 01 С 23/00, А 01 М 7/00. Спосіб підповерхневого внесення засобів хімізації у ґрунт / Мельник В.І., Лук'яненко О.В.; власник: Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка (UA). - № u200908160; заявл. 03.08.2009; опубл. 25.02.2010. Бюл. № 4/2010.
5. Мельник В.І. Обґрунтування методу для внесення рідких засобів хімізації [Текст] / В.І. Мельник, О.В. Лук'яненко // Вісник Харківського національного аграрного університету ім. В.В. Докучаєва: Зб. наук. праць / Харків: Дільниця оперативного друку ХНАУ, 2009. № 11(1). С. 17 - 19.
6. Мельник В.І. Спосіб підповерхневого ультрамолооб'ємного внесення рідких засобів хімізації і робочий орган для його здійснення [Текст] / В.І. Мельник, О.В. Лук'яненко, А.В. Павленко // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 107, Том 2 / Харків: Друкарня ФОП Червяк В.Є., 2011. -С 208-211.
7. Мельник В.И. Аргументированный выбор поверхностно-активного вещества для внутрпочвенного внесения химических средств защиты растений [Текст] / В.И. Мельник, А.В. Лукьяненко, С.В. Смицкая // Якість технологій і освіти: Зб. наук. праць Української інженерно-педагогічної академії (УІПА), 2011. -№ 2. -С. 117 - 119.
8. Мельник В.И. Обоснование формы лобовой поверхности рабочего органа для внутрпочвенного внесения пены [Текст] / В.И. Мельник, А.В. Лукьяненко, А.В. Борох // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 124, Том 2 / Харків: Друкарня ФОП Червяк В.Є., 2012. - С. 255 - 266.

Анотація

ОБГРУНТУВАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПІНОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ПІДПОВЕРХНЕВОГО СТРІЧКОВОГО ВНЕСЕННЯ РІДКИХ ЗАСОБІВ ЗАХИСТУ РОСЛИН

Мельник В.І., Лук'яненко О.В.

У даній роботі розрахована і обґрунтована продуктивність пеногенератора для підповерхневого внесення рідких засобів захисту рослин

Abstract

RATIONALE FOR PERFORMANCE FOAM GENERATOR SUBSURFACE BANDING LIQUID PLANT PROTECTION PRODUCTS

V. Melnik, A. Lukyanenko.

In this paper we calculate and validate the performance of the foam generator for subsurface application of liquid plant protection products

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДЛЯ ПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНОГО СМЕСИТЕЛЯ

Семенцов В.И., к.т.н.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Установлено, что мощность для привода центробежного смесителя расходуется на перемещение потока сыпучего корма по рабочим каналам ротационного диска, а также для осуществления холостого хода. Базируясь на общих теоремах динамики систем, в частности теореме об изменении кинетической энергии системы за данный интервал времени, определена мощность для привода центробежного смесителя

Постановка проблемы. Для обеспечения нормальной жизнедеятельности организма животного в большинстве случаев традиционных кормов недостаточно, при этом возникает необходимость добавления недостающих компонентов, которые являются дефицитными в традиционных кормах [1]. Поэтому для решения вопроса полноценного кормления сельскохозяйственных животных должен быть создан ряд взаимосвязанных технологических операций и машин, которые обеспечат строгое соблюдение соотношения компонентов рациона и равномерное их смешивание. Процесс смешивания компонентов является завершающим этапом и играет основную роль как фактор, от выполнения которого зависит качество конечного продукта и его себестоимость [2].

Анализ последних исследований. Процесс смешивания сыпучих материалов является сложным механическим процессом, механизм действия которого зависит главным образом от способа смешивания и конструкции смесителя, что вызывает дополнительные трудности в математическом истолковании этого явления [3]. Для осуществления процесса смешивания создано множество конструкций смесителей, которые в зависимости от цикличности выполнения технологического процесса делятся на смесители периодического действия и смесители непрерывного действия. Смесители непрерывного действия имеют значительные преимущества, так как у них процесс смешивания установившийся и стабильный, при этом появляется возможность получать такие смеси, в которых концентрация некоторых компонентов составляет 0,1 – 1% (лечебные препараты, микроэлементы, витамины и другие). Перспективным направлением повышения качества процесса смешивания является создание таких способов смешивания сыпучих материалов, которые обеспечат управление перераспределением смешиваемых компонентов, а их реализация в конструкциях смесителей позволит обеспечить заданную однородность смеси и снизить затраты на процесс смешивания [4].

Результаты исследований. Основным показателем, характеризующим

работу смесителей сыпучих кормов, является потребляемая мощность для его привода. Расчеты расхода мощности для привода центробежных дисков приведены в работах [5, 6], применительно к центробежным аппаратам для внесения минеральных удобрений и центробежного смесителя сыпучих материалов. Однако известные аналитические зависимости для определения мощности привода ротационных дисков не могут быть применены в нашем случае по причине значительных отличительных особенностей технологических принципов их работы и конструктивного исполнения.

Исходя из конструктивных особенностей центробежного смесителя сыпучих кормов (рис. 1) определяем, что мощность для его привода расходуется на перемещение потока сыпучего корма по рабочим каналам ротационного диска, а также для осуществления холостого хода.

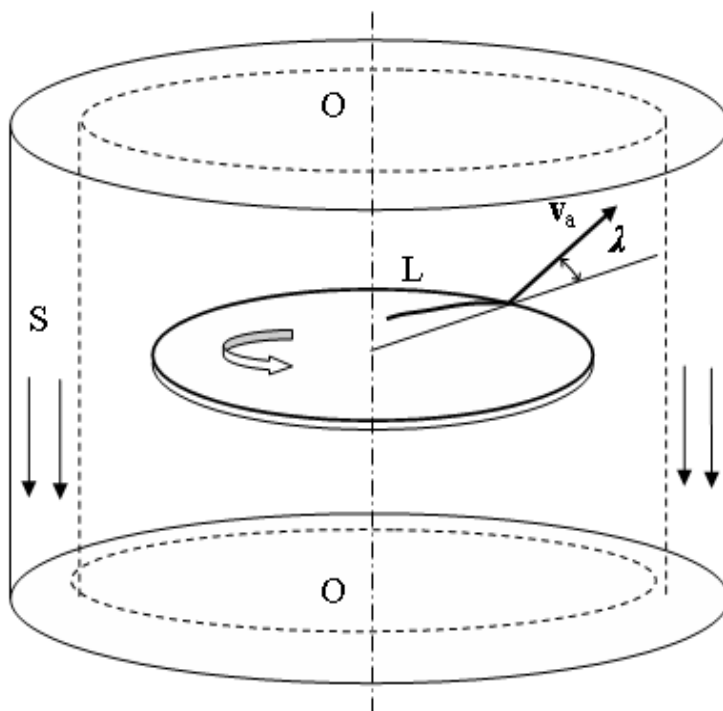


Рисунок 1 – Принципиальная схема центробежного смесителя сыпучих кормов

В вертикально расположенном цилиндрическом сосуде вдоль его стенок движется слой S сыпучего материала. Внутри цилиндра находится диск с каналами L , расположенный горизонтально и вращающийся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω . По каналам L от центра к периферии диска под действием центробежной силы двигаются частицы внедряемой фракции. Движение по каналу начинается на расстоянии R_0 от оси вращения и заканчивается на расстоянии R . Затем эти частицы внедряются в слой S . Для каждого канала значения R различные и выбираются так, чтобы частицы внедряемого материала равномерно распределялись по толщине слоя S . При движении частицы по каналу действующие на нее силы совершают работу, что дает дополнительную нагрузку на двигатель. От двигателя прикладывается крутящий момент $M_{кр}$ к диску смесителя. После раскрутки

диска до стационарного режима мощность двигателя затрачивается на преодоление сил трения подшипников самого двигателя со смесителем и дополнительные затраты энергии на перемещение частиц по каналам. В дальнейшем нас будет интересовать именно этот дополнительный расход энергии.

Подсчет требуемой мощности на перемещение частиц по каналам диска базируется на общих теоремах динамики систем [7]. Так как крутящий момент $M_{кр}$ прикладывается к диску, то в состав системы введем диск и частицу сыпучего материала, движущуюся по каналу. На систему действуют: крутящий момент $M_{кр}$ и сила тяжести mg , относящиеся к внешним силам; силы взаимодействия между частицей и диском, относящиеся к внутренним силам. На рис. 2 изображены силы T , $M = Nn + mgk$ (n – главная нормаль кривой линии канала, T – сила трения, M – сила нормального давления, лежащая в плоскости P) с которыми действует диск на частицу.

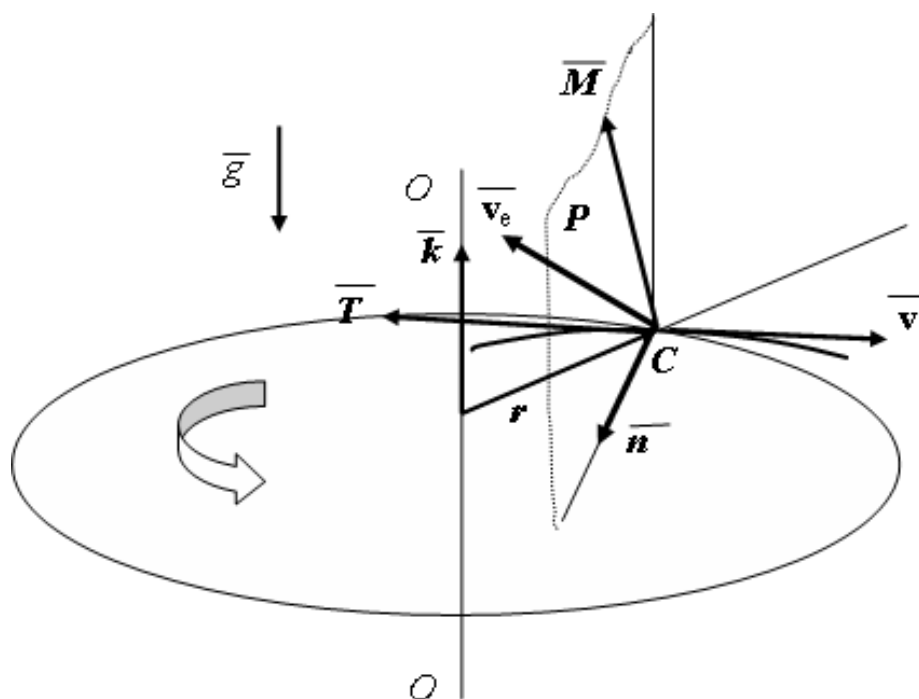


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на частицу сыпучего корма при движении ее по рабочему каналу диска

В силу третьего закона Ньютона те же силы только противоположного направления действуют со стороны частицы на диск. Согласно теореме об изменении кинетической энергии изменение кинетической энергии системы за данный интервал времени равняется работе, совершаемой внешними и внутренними силами, действующими на систему, за интервал времени [7].

Применяя эту теорему для случая бесконечно малого интервала времени dt , получим

$$dK = \delta A^{(e)} + \delta A^{(i)}, \quad (1)$$

где K – кинетическая энергия системы;

$\delta A^{(e)}$ - элементарная работа, совершаемая внешними силами;
 $\delta A^{(i)}$ - элементарная работа, совершаемая внутренними силами.

В нашем случае кинетическая энергия системы K состоит из кинетической энергии диска K_d и материальной точки K_t . Будем считать диск однородным. Тогда

$$K_d = \frac{J_z \omega^2}{2}, \quad J_z = \frac{MR^2}{2}, \quad (2)$$

где M – масса диска;
 J_z – момент инерции диска относительно оси вращения OO .

Кинетическая энергия материальной точки равна

$$K_t = \frac{mv_a^2}{2}, \quad (3)$$

где v_a – абсолютная скорость частицы;
 m – ее масса.

Работа внешних сил состоит из работы крутящего момента двигателя, приложенного к диску, и равной $M_{кр} \cdot \omega \cdot dt$. Так как центр масс диска в процессе его движения не меняет своего положения в пространстве, то работа сил тяжести для вращающегося диска равна нулю. Частица в канале движется в горизонтальной плоскости, т.е. в направлении, перпендикулярном направлению силы тяжести. Следовательно, работа силы тяжести, действующей на частицу, также равна нулю. Таким образом,

$$\delta A^{(e)} = M_{кр} \omega dt. \quad (4)$$

Работа внутренних сил определяется следующим выражением

$$\delta A^{(i)} = \vec{T} \cdot d\vec{r}_a - \vec{T} \cdot d\vec{r}_e + \vec{M} \cdot d\vec{r}_a - \vec{M} \cdot d\vec{r}_e, \quad (5)$$

где $d\vec{r}_a = \vec{v}_a dt$, $d\vec{r}_e = \vec{v}_e dt$ - элементарные перемещения частицы и точки диска, в которой в данный момент находится частица.

Слагаемые в правой части выражения (5), взятые со знаком плюс, представляют собой работу внутренних сил, действующих на частицу, а со знаком минус – работу внутренних сил, действующих со стороны частицы на диск. Из соотношения (5) следует

$$\delta A^{(i)} = \vec{T} \cdot (\vec{v}_a - \vec{v}_e) dt + \vec{M} \cdot (\vec{v}_a \cdot \vec{v}_e) dt = (\vec{T} \cdot \vec{v} + \vec{M} \cdot \vec{v}) dt \quad (6)$$

Так как векторы M и v являются ортогональными, то второе слагаемое в скобках в (6) обращается в нуль.

При стационарном вращении диска кинетическая энергия его сохраняется. Поэтому соотношение (1) можно представить в виде

$$\frac{dK_t}{dt} = M_{кр} \omega + \vec{T} \cdot \vec{v}. \quad (7)$$

Уравнения динамики абсолютного движения частицы имеет вид [1]

$$m \frac{d\vec{v}_a}{dt} = \vec{T} + m\vec{g} + \vec{M} \quad (8)$$

Если умножить скалярным образом обе части уравнения (8) на вектор v_a и учесть то, что векторы v_a и g ортогональны, то после несложных преобразований перейдем к соотношению, выражающему собой теорему "живых сил"

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{mv_a^2}{2} \right) = \frac{dK_t}{dt} = (\vec{T} + \vec{M}) \cdot \vec{v}_a. \quad (9)$$

Первое слагаемое в правой части (7) представляет собой мощность $N_{дв}$ двигателя, необходимую для перемещения частицы по каналу. Приравнявая правые части в соотношениях (8) и (9), и учитывая ортогональность векторов v_a и k получим выражение для мощности двигателя $N_{дв}$

$$\vec{N}_{дв} = \vec{T} \cdot \vec{v}_e + N\vec{n} \cdot \vec{v}_e. \quad (10)$$

Для получения выражений сил T и N удобнее рассматривать движение точки в неинерциальной подвижной системе координат (x, y, z) (рис. 3), связанной с диском.

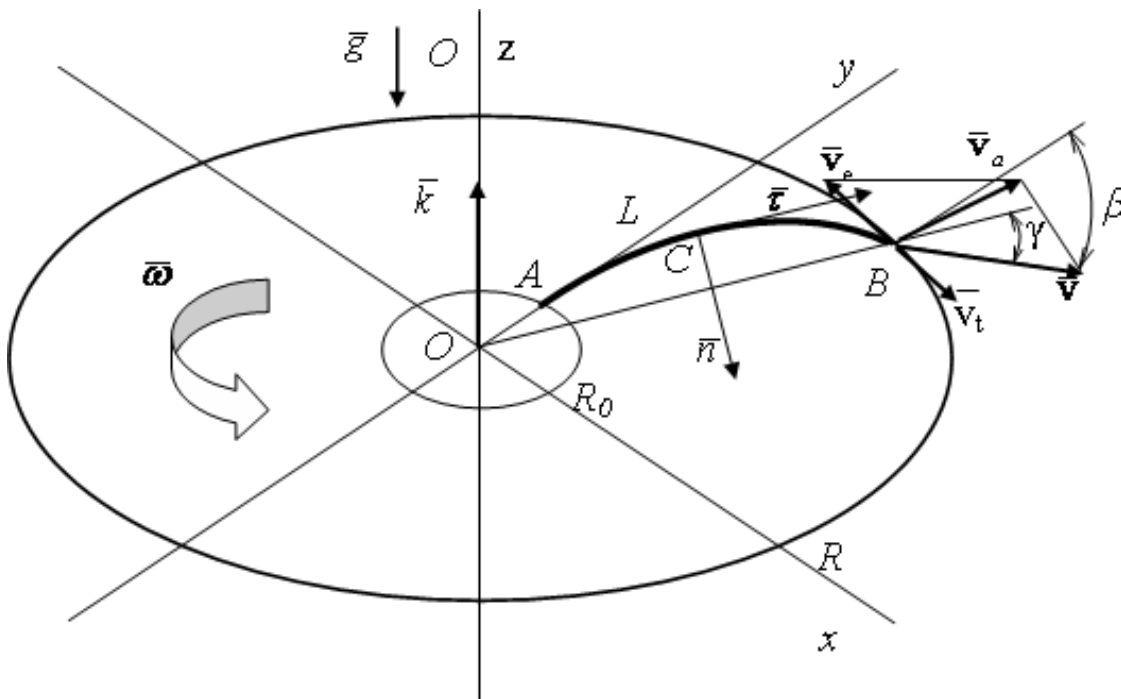


Рисунок 3 – Схема движения материальной точки в неинерциальной подвижной системе координат

Уравнения движения частицы в проекциях на оси естественного трехгранника в этом случае имеют вид

$$m\ddot{s} = T + m\omega^2 \vec{r} \cdot \vec{\tau}, \quad (11)$$

$$m\dot{s}^2 / R_1 = N + m\omega \vec{r} \cdot \vec{n} + 2m\omega \dot{s}, \quad (12)$$

$$0 = -mg + G, \quad (13)$$

где s – дуговая координата частицы в канале L ;

$$T = -\text{sign}(\dot{s}) f \sqrt{N^2 + G^2}. \quad (14)$$

Из соотношения (2.44) находится G , а из (12) величина N

$$N = mv^2 / R_1 - m\omega \vec{r} \cdot \vec{n} - 2m\omega v, \quad (v = \dot{s}). \quad (15)$$

Если учесть, что единичные вектора τ и n имеют следующие компоненты $\tau = (x', y', 0)$, $n = (y', -x', 0)$ ($()' = d()/ds$), а переносная скорость равна $v_e = \omega \cdot x \cdot r$, то выражение для мощности $N_{ДВ}$ принимает вид

$$\begin{aligned} N_{ДВ} &= \left| \vec{T} \cdot (\vec{\omega} \times \vec{r}) + N \vec{n} \cdot (\vec{\omega} \times \vec{r}) \right| = \left| \omega \left[-T(\vec{r} \cdot \vec{n}) - N(\vec{r} \cdot \vec{\tau}) \right] \right| \\ &= \left| \omega \left[T(xy' - yx') + N(xx' + yy') \right] \right|. \end{aligned} \quad (16)$$

Последнее соотношение определяет мощность как функцию времени, $N_{ДВ}$ зависит от положения частицы в канале. Как правило, в технике пользуются средним значением мощности $N_{СР}$, которое определим как отношение работы соответствующих сил к времени t_k , за которое эта работа выполняется

$$N_{ДВ} = \frac{1}{t_k} \int_0^{t_k} N_{СР} dt \quad (17)$$

Формула (17) дает выражение средней мощности, необходимой для перемещения одной частицы по соответствующему каналу. В случае движения нескольких частиц по одному и тому же каналу $N_{СР}$ необходимо умножить на n_d число частиц, поступающих в канал за единицу времени. При наличии множества каналов различной длины общая мощность $N_{ОБЩ}$ определяется суммированием всех мощностей, связанных с отдельными каналами

$$N_{ОБЩ} = n_d \sum_{k=1}^{p^*} \frac{1}{t_k} \int_0^{t_k} N_{СР} dt = n_d \cdot N_{ср} \cdot p^*, \quad (18)$$

где p^* – число каналов в диске.

Выводы. Базируясь на общих теоремах динамики систем, в частности теореме об изменении кинетической энергии изменение кинетической энергии системы за данный интервал времени, определена мощность для привода

центробежного смесителя.

Список использованных литературных источников

1. Боярский Л.Г. Технология кормления и полноценное кормление сельскохозяйственных животных. - Ростов н/Д: Феникс, 2001. - 200 с.
2. Ревенко І.І., Ревенко Ю.І. Комплексна оцінка варіантів приготування комбінованих кормів // Техніка в АПК. 2000.- №11. – С. 26-27.
3. Макаров Ю.И. Аппараты для смешивания сыпучих материалов. – М.: Машиностроение, 1973. – 215 с.
4. Семенцов В.І., Бойко І.Г. До питання вибору раціональної технологічної схеми змішувача сипучих матеріалів // Механізація с.г. виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2003. – Вип.20. – С.446-449.
5. Назаров С.И. Теоретическое исследование центробежных аппаратов для внесения удобрений // Вопросы сельскохозяйственной механики.– Минск: Ураджай. -1967.- Т. 17. – С. 46-81.
6. Хвальнов А.М. Определение энергетических затрат на работу смесителя центробежного действия для сыпучих тел // Химическое машиностроение. 1962. - №2. – С. 20-23.
7. Кильчевский Н.А. Курс теоретической механики.- М.: Наука, 1972. -453 с.

Анотація

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДЛЯ ПРИВОДУ ВІДЦЕНТРОВОГО ЗМІШУВАЧА

Семенцов В.І

Встановлено, що потужність для приводу відцентрового змішувача витрачається на переміщення потоку сипкого корму по робочих каналах ротаційного диска, а також для здійснення холостого ходу. Базуючись на загальних теоремах динаміки систем, зокрема теоремі про зміну кінетичної енергії системи за інтервал часу, визначена потужність для приводу відцентрового змішувача

Abstract

DETERMINATION OF POWER FOR A DRIVE CENTRIFUGAL MIXER

V. Semenjov

It is set that power for the drive of centrifugal mixer is expended on moving of stream of friable feed on the working channels of rotary disk, and also for realization of idling. Being based on the general theorems of dynamics of the systems, in particular to the theorem about the change of kinetic energy of the system for this time domain, power is certain for the drive of centrifugal mixer

КИНЕМАТИКА ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА В РОТОРНОЙ ДРОБИЛКЕ И ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ НА ЕЕ РАБОТУ

Нанка А.В., проф.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Приведено математическое описание кинематических процессов, протекающих в рабочей зоне дробилки, где процесс измельчения зерна выполняется резанием-скалыванием. На основании рассмотренной геометрии движения зерна в рабочей камере дробилки предложен расчет мощности процесса измельчения

Постановка проблемы. Одним из основных способов подготовки зерновых кормов к скармливанию есть их измельчение. При измельчении зерна, разрушается его твердая оболочка, повышается доступность питательных веществ действию желудочных соков, происходит более полное усвоение энергии корма, которое ведет к увеличению производительности животных и птицы на 10-15% [1]. Измельчение является наиболее энергоемкой операцией и занимает около 50% [2] от общих энергетических расходов при приготовлении комбикормов. Поэтому энергоемкость процесса измельчения зерновых кормов является одним из важных показателей эффективности производства продукции животноводства и птицеводства.

Повышение эффективности работы дробилок зерновых кормов, рабочие органы которых взаимодействуют с зерновым материалом, возможно путем математического моделирования общих закономерностей процессов, которые реализуются в их при измельчении резанием или скалыванием с обязательным учетом энергоемкости процессу и качества конечного продукта.

Анализ последних исследований. На животноводческих фермах, комбикормовых заводах, разных перерабатывающих предприятиях для измельчения зерновых продуктов широко используются молотковые дробилки, которые отличаются простотой конструкций, надежностью в работе и имеют широкий спектр производительности. Отмечая их достоинства нельзя не выделить ряд существенных недостатков, первыми из которых являются высокие удельные расходы энергии на процесс измельчения (15-18 кВт час/т) [3].

Повышенные расходы энергии объясняются тем, что измельченный продукт не своевременно выводится из камеры измельчения и подлежит многократному удару, в результате чего возникает второй недостаток молотковых дробилок - неоднородность гранулометрического состава готового продукта (содержание пылевидной фракции достигает до 20%) Третьим недостатком молотковых дробилок есть повышенное и неравномерное изнашивание молотков и сит.

Результаты исследований. Устройство для измельчения фуражного зерна [4] представляет собой горизонтальный цилиндр, внутри которого располагается барабан C_1 с фрезами (рис.1). Зерно через выходное отверстие бункера попадает в рабочую зону дробилки на противорежущую пластину (ПРП). Зерно, имеющее форму вытянутого эллипсоида вращения с полуосями a_3, b_3 (большой и меньшей, соответственно) ложится центральной частью на ПРП, имеющей длину $s_{ПРП}$ (рис.2). Движущиеся фрезы A срезают концевые части зерна длиной d . На рис.1 изображен вид вдоль оси барабана с расположением поперечного сечения зерна в начальный момент его захвата зубьями.

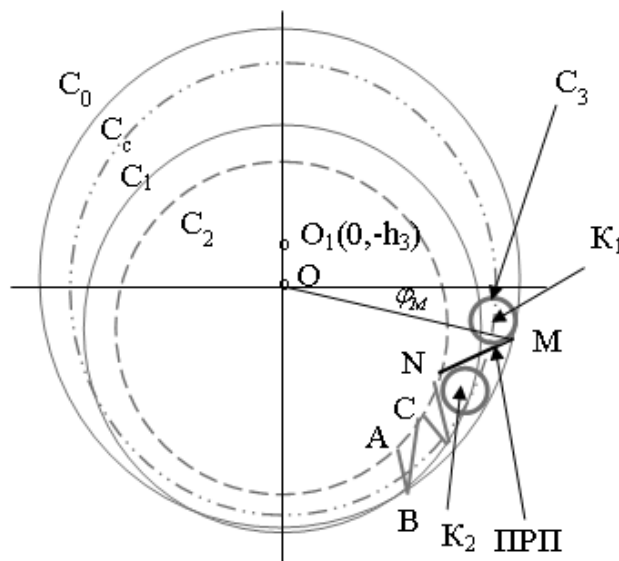


Рисунок 1 – Схема дробильной камеры роторной дробилки

где C_0 - корпус дробилки, окружность радиуса R_0 ;
 C_3 - граница поперечного сечения зерна, окружность радиуса r_3 ;
 C_c - линия центров поперечных сечений зерна C_3 , окружность радиуса R_c ;
 h_3 - высота зуба фрезы;
 C_1 - фреза, окружность радиуса R_1 ;
 C_2 - место расположения оснований зубьев фрезы, окружность радиуса $R_2 = R_1 - h_3$;
 d_3 - диаметр поперечного сечения зерна (меньшая ось эллипсоида);
 MN - противорежущая пластина (ПРП), закрепленная в точке M корпуса дробилки и наклоненная по отношению к горизонтали под углом γ ;
 φ_1, φ_2 - полярные углы для центра поперечного сечения зерна, соответствующие первому (точка K_1) и последнему (точка K_2) моментам соприкосновения зерна с ПРП;
 $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$.

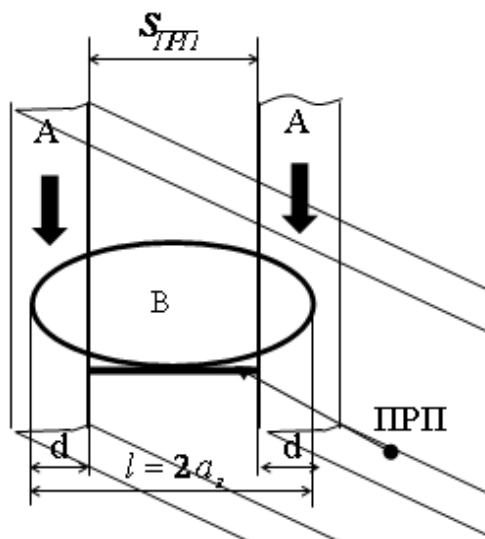


Рисунок 2 – Расположение зерна на противорежущей пластине

Найдем углы φ_1, φ_2 . Для этого запишем уравнение прямой MN проходящей через точку M под углом γ к горизонту в виде:

$$(x - x_M) \sin \gamma + (y - y_M) \cos \gamma = 0 \quad (x_M = R_0 \cos \varphi_M, y_M = R_0 \sin \varphi_M - h_3) \quad (1)$$

где x_M, y_M, φ_M - координаты и соответствующий полярный угол точки M , расположенной на правом конце ПРП;
 γ - угол наклона ПРП к горизонту.

Будем считать, что координаты центра K_1 (или K_2) временно известны. Расстояние от указанной точки K_1 до прямой MN определяется как минимальное расстояние между этой точкой и произвольной точкой $S(x, y)$ прямой (рис.3).

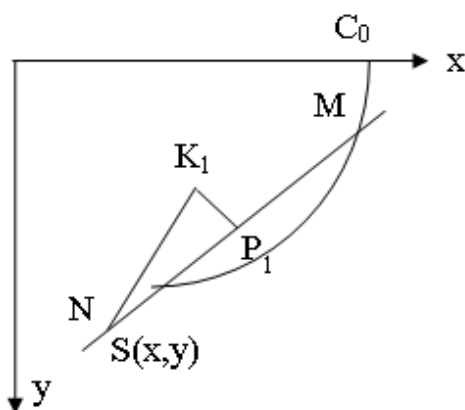


Рисунок 3 – К определению центра поперечного сечения зерна в положении K_1

Таким образом, определение расстояния от центра зерна K_1 до ПРП (рис.4) сводится к экстремальной задаче нахождения минимума функции [4].

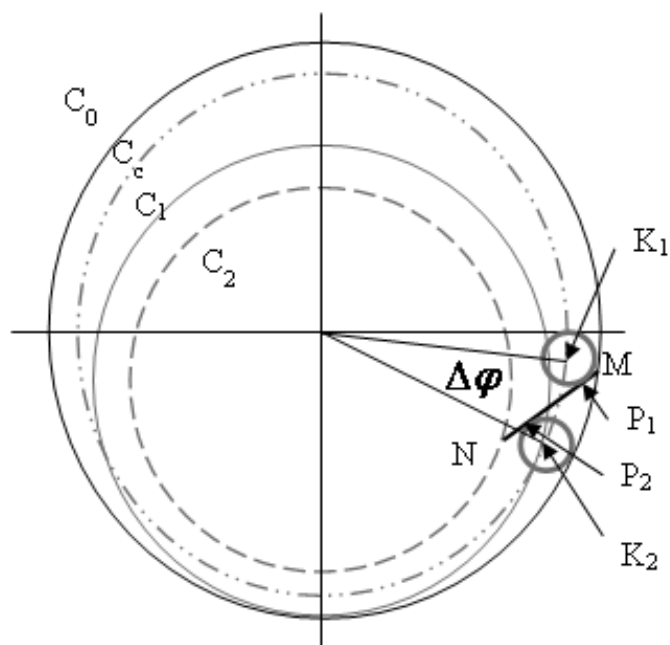


Рисунок 4 – Схема крайнего расположения зерна на противорезущей пластине

$$F(x, y) = \sqrt{(x - x_K)^2 + (y - y_K)^2}, \quad (2)$$

$$d_{K_1 P_1} = \min_{x, y} d_{K_1 S} = \min_{x, y} \sqrt{(x - x_{K_1})^2 + (y - y_{K_1})^2} \quad (3)$$

при условии

$$Ax + By + C = 0, \quad (4)$$

где

$$A = \sin \gamma, B = \cos \gamma, C = -x_M \sin \gamma - y_M \cos \gamma = -R_0 \sin(\gamma + \varphi_M) \quad (5)$$

Вместо [2] воспользуемся эквивалентной экстремальной задачей – найти минимум функции $F^2(x, y)$

$$D_{K_1 P_1} = \min_{x, y} d_{K_1 S}^2 = \min_{x, y} [(x - x_{K_1})^2 + (y - y_{K_1})^2] \quad (6)$$

с тем же ограничением [2]. Для решения экстремальной задачи воспользуемся методом неопределенных множителей Лагранжа [1], который позволяет свести задачу [2] к задаче на безусловный экстремум функции

$$\Phi = (x - x_{K_1})^2 + (y - y_{K_1})^2 + \lambda (Ax + By + C) \quad (7)$$

$$\min_{x, y} \Phi(x, y)$$

где λ является множителем Лагранжа. Необходимое условие экстремума [2] сводится к двум линейным алгебраическим уравнениям относительно x, y, λ и дополняется условием [2]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \Phi}{\partial x} &\equiv 2(x - x_{K_1}) + 2\lambda A = 0 \\ \frac{\partial \Phi}{\partial y} &\equiv 2(y - x_{K_1}) + 2\lambda B = 0 \\ Ax + By + C &= 0\end{aligned}\quad (8)$$

Решение системы (8) дает выражение для координат точки P_1 : x_{P_1}, y_{P_1} :

$$\begin{aligned}x_P &= \\ &= \frac{1}{2} \left[h_3 \sin(2\gamma) + (R_0 - r_3) \cos(\varphi) + R_0 \cos(\varphi_M) + \right. \\ &\quad \left. + (R_0 - r_3) \cos(2\gamma + \varphi) - R_0 \cos(2\gamma + \varphi_M) \right] \\ y_P &= \\ &= \frac{1}{2} \left[(R_0 - r_3) \sin(\varphi) + R_0 \sin(\varphi_M) - (R_0 - r_3) \sin(2\gamma + \varphi) + \right. \\ &\quad \left. + h_3 \cos(2\gamma) - h_3 + R_0 \sin(2\gamma + \varphi_M) \right]\end{aligned}\quad (9)$$

Здесь вместо φ нужно взять φ_1 для начального момента встречи зерна с ПРП, и φ_2 для конечного момента.

Уравнение для нахождения φ (соответственно φ_1, φ_2) вытекает из того, что расстояние между точками K_1, P_1 (K_2, P_2) равняется радиусу r_3 поперечного сечения зерна, и с учетом [2], может быть записано в виде

$$\begin{aligned}&(x_P - x_K)^2 + (y_P - y_K)^2 - r_3^2 \equiv \\ &\equiv \left[(R_0 - r_3) \cos \varphi - \frac{1}{2} h_3 \sin(2\gamma) - \frac{1}{2} (R_0 - r_3) \cos \varphi - \frac{1}{2} R_0 \cos \varphi_M - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{2} (R_0 - r_3) \cos(2\gamma + \varphi) + \frac{1}{2} R_0 \cos(2\gamma + \varphi_M) \right]^2 + \\ &\quad + \left[(R_0 - r_3) \sin \varphi - h_3 - \frac{1}{2} (R_0 - r_3) \sin \varphi - \frac{1}{2} R_0 \sin \varphi_M + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} (R_0 - r_3) \sin(2\gamma + \varphi) - \frac{1}{2} h_3 \cos(2\gamma) - \frac{1}{2} R_0 \sin(2\gamma + \varphi_M) \right]^2 - r_3^2 = 0\end{aligned}\quad (10)$$

$$\Delta \varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = \arctg \frac{y_{K_2}}{x_{K_2}} - \arctg \frac{y_{K_1}}{x_{K_1}}\quad (11)$$

Рассмотрим теперь произвольное положение зерна при (рис. 5) $\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]$.

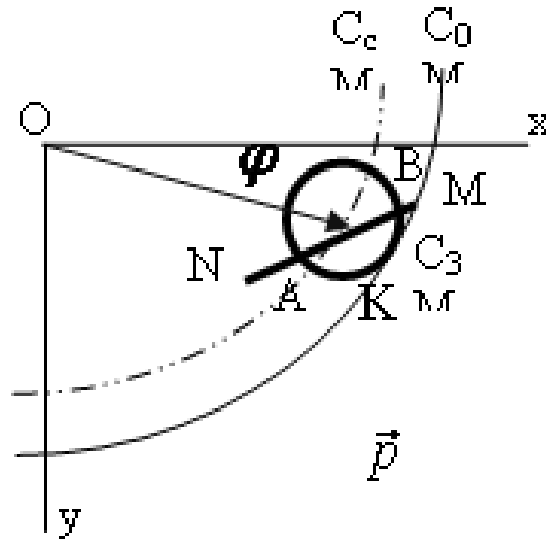


Рисунок 5 – Схема расположения зерна в области резания

Уравнение окружности C_3 поперечного сечения зерна с центром в точке K имеет вид (рис.5)

$$(x - x_K)^2 + (y - y_K)^2 = r_3^2 \quad (x_K = (R_0 - r_3) \cos \varphi, y_K = (R_0 - r_3) \sin \varphi - h_3). \quad (12)$$

Линия разреза AB зерна является частью ПРП, лежащей внутри окружности C_3 , и имеет длину L_{AB} (рис. 5). Для определения длины линии резания L_{AB} решаем совместно уравнения [2], находим координаты точек A, B пересечения окружности C_3 и прямой MN , а затем L_{AB}

$$\begin{aligned} x_A = & \cos^2 \gamma x_K - (-x_M \sin \gamma - y_M \cos \gamma) \sin \gamma - \cos \gamma \sin \gamma y_K - \\ & - \cos \gamma \left\{ (y_K - y_M + x_K)(-y_K + y_M + x_K) \cos^2 \gamma - \right. \\ & \left. - 2 \sin \gamma (y_K - y_M)(x_K - x_M) \cos \gamma + (2x_K x_M - x_M^2) \sin^2 \gamma + r_3^2 - x_K^2 \right\}^{1/2} \\ y_A = & (x_M - x_A) \operatorname{tg} \gamma + y_M \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} x_B = & \cos^2 \gamma x_K - (-x_M \sin \gamma - y_M \cos \gamma) \sin \gamma - \cos \gamma \sin \gamma y_K + \\ & + \cos \gamma \left\{ (y_K - y_M + x_K)(-y_K + y_M + x_K) \cos^2 \gamma - \right. \\ & \left. - 2 \sin \gamma (y_K - y_M)(x_K - x_M) \cos \gamma + (2x_K x_M - x_M^2) \sin^2 \gamma + r_3^2 - x_K^2 \right\}^{1/2} \\ y_B = & (x_M - x_B) \operatorname{tg} \gamma + y_M \\ L_{AB} = & \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2} \end{aligned}$$

Следуя предположениям теории сопротивления материалов и используя

аналогию с заклепочным соединением, будем считать, что касательные напряжения τ в плоскости среза зерна являются постоянными и принимают предельные значения $\tau = \tau_s$ [5]. Тогда мощность M касательных напряжений при резании зерен с учетом малости отношения r_3 / R_c можно записать в виде:

$$M = 2\tau_s S_c \omega R_c N_z = \tau_s S_c \pi R_c N_z f / 15 \quad (14)$$

где S_c - величина площади поперечного сечения зерна, подлежащая срезу (рис.6);

ω - угловая скорость вращения фрезы;

N_z - число зубьев фрезы в одном ряду вращающегося барабана;

f - число оборотов в минуту барабана с фрезами.

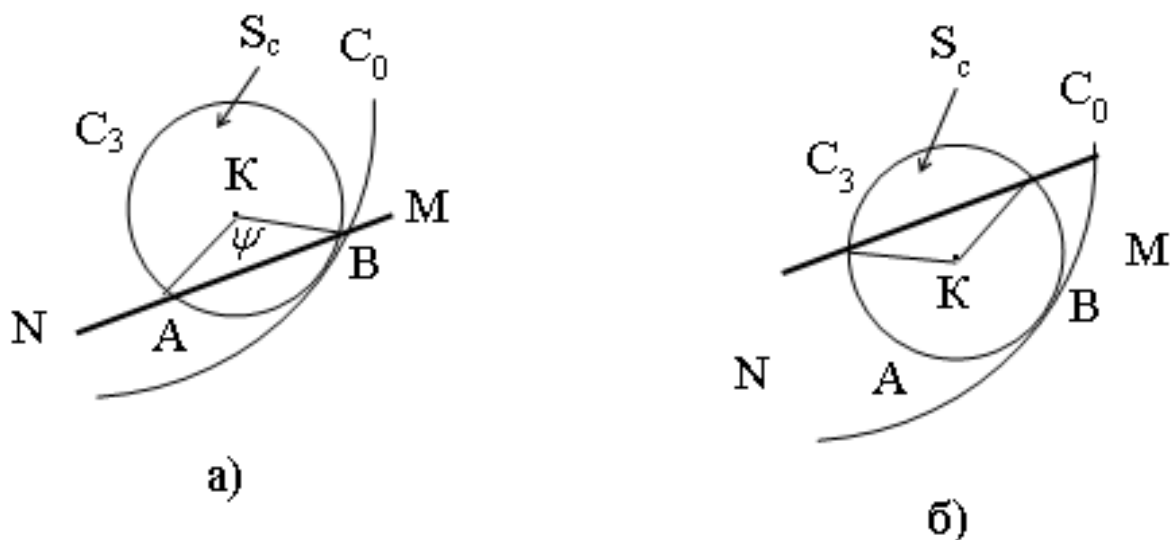


Рисунок 6 – К определению площади поперечного сечения среза зерна

Величина площади S_c поперечного сечения зерна при вращении фрезы зависит от полярного угла φ точки K (рис.5). Здесь надо различать два момента, когда K центр круга C_3 лежит над ПРП – 1-й режим, и, когда K лежит ниже ПРП – 2-й режим (рис.6). При первом режиме S_c состоит из сектора круга, отвечающего углу $\pi - \psi$, и треугольника ΔAKB (рис.6, а). Тогда имеем:

$$S_c = S_{сек} + S_{AKB} = r_3^2 (\pi - \psi / 2 + 1 / 2 \sin \psi). \quad (15)$$

Здесь угол ψ определяется как угол между векторами $\vec{KA} = (x_A - x_K, y_A - y_K)$ и $\vec{KB} = (x_B - x_K, y_B - y_K)$

$$\cos \psi = \frac{\vec{KA} \cdot \vec{KB}}{r_3^2} = \frac{(x_A - x_K)(x_B - x_K) + (y_A - y_K)(y_B - y_K)}{r_3^2}. \quad (16)$$

Граница между режимами определяется неравенствами $x_K \leq x_0$ - 1-й

режим, $x_K > x_0$ - второй режим, а x_0 представляет собой хордовую координату точки пересечения прямой MN с окружностью C_c (рис.5), а, следовательно, является решением системы уравнения [3] и уравнения окружности C_c

$$x^2 + y^2 = R_c^2 \quad (17)$$

Указанная система уравнений является нелинейной, имеет два решения, из них выбираем соответствующее точке пересечения MN и C_c

$$x_0 = -AC + \sqrt{A^2C^2 + B^2R_c^2 - C^2} . \quad (18)$$

Схема расположения зерна в рабочей области, полученная в результате расчетов для $d_3 = 0.004$ м, приведена на рис. 7.

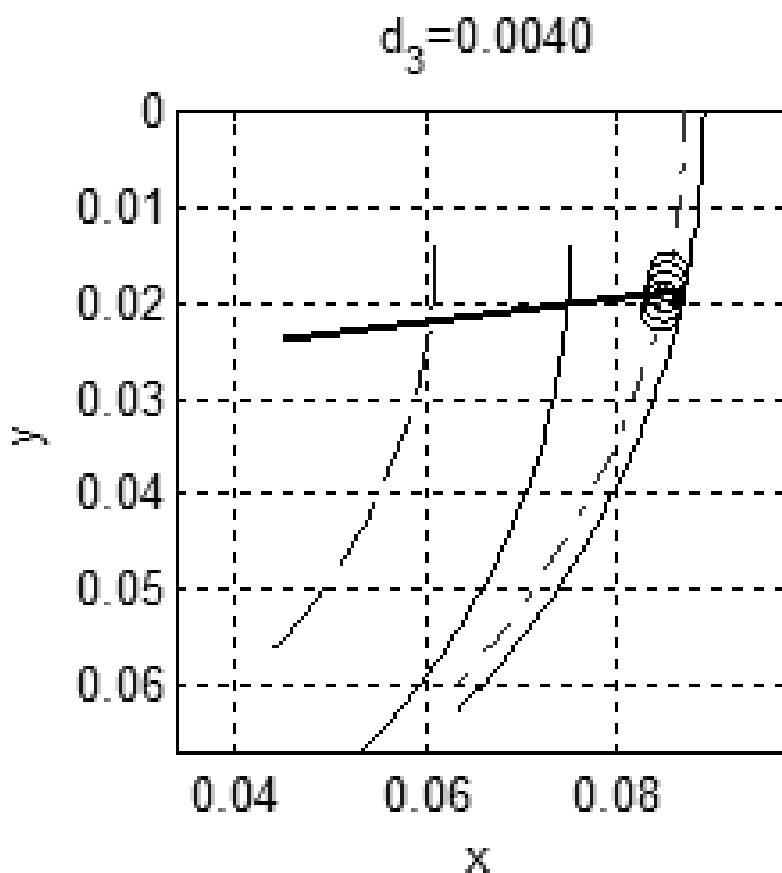


Рисунок 7 – Схема срезания зерна фрезой

В начальный момент соприкосновения зерна с ПРП срезаемая площадь максимальная и равна площади поперечного сечения зерна. Затем эта величина уменьшается до нуля.

Результаты вычислений для мощности, развиваемой фрезой, в соответствии с формулами [4] приведены на рис.8, 9 для предельного касательного напряжения $\tau_s = 2 \cdot 10^7$ н/м², $N_z = 20$, $d_3 = 0.003 \div 0.004$ м и частоты вращения фрезы $f = 1500, 2500$ об/мин, соответственно.

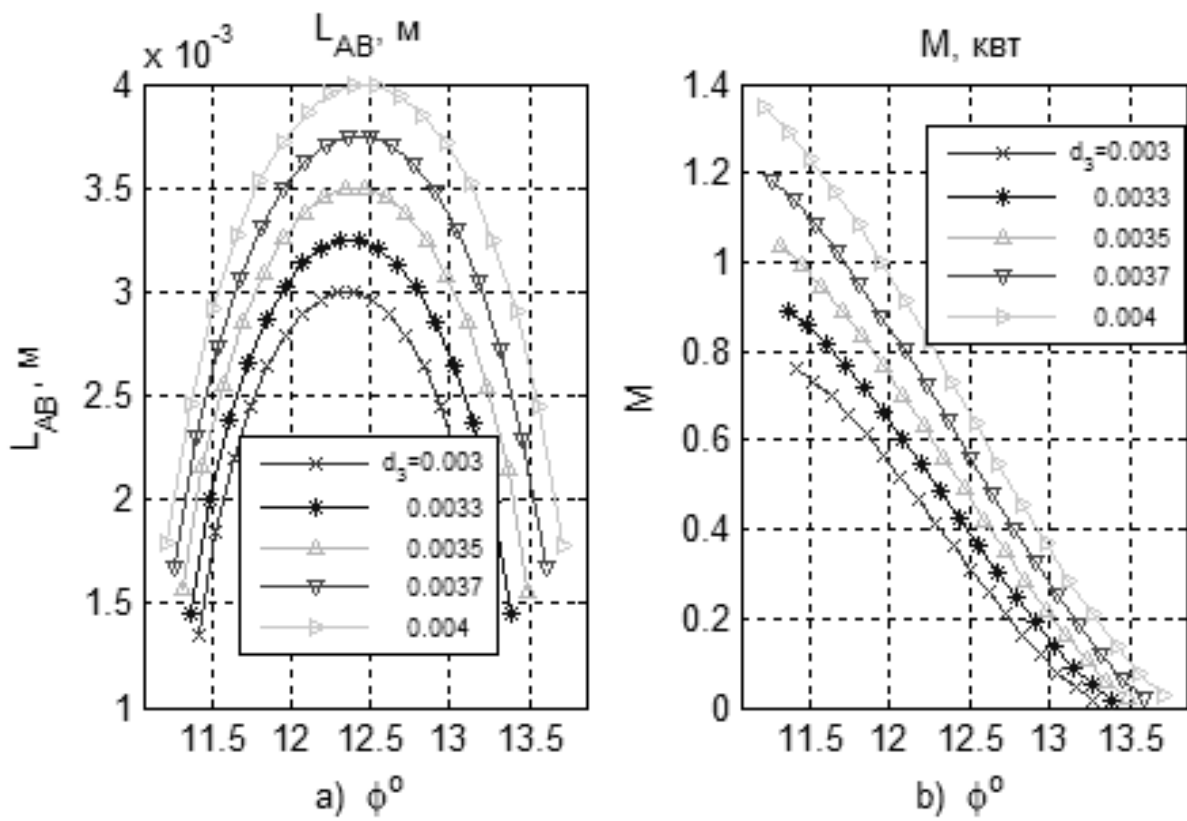


Рисунок 8 – Зависимости мощности резания зерна фрезой для различных диаметров зерна при частоте вращения фрезы равной 1500 об/мин

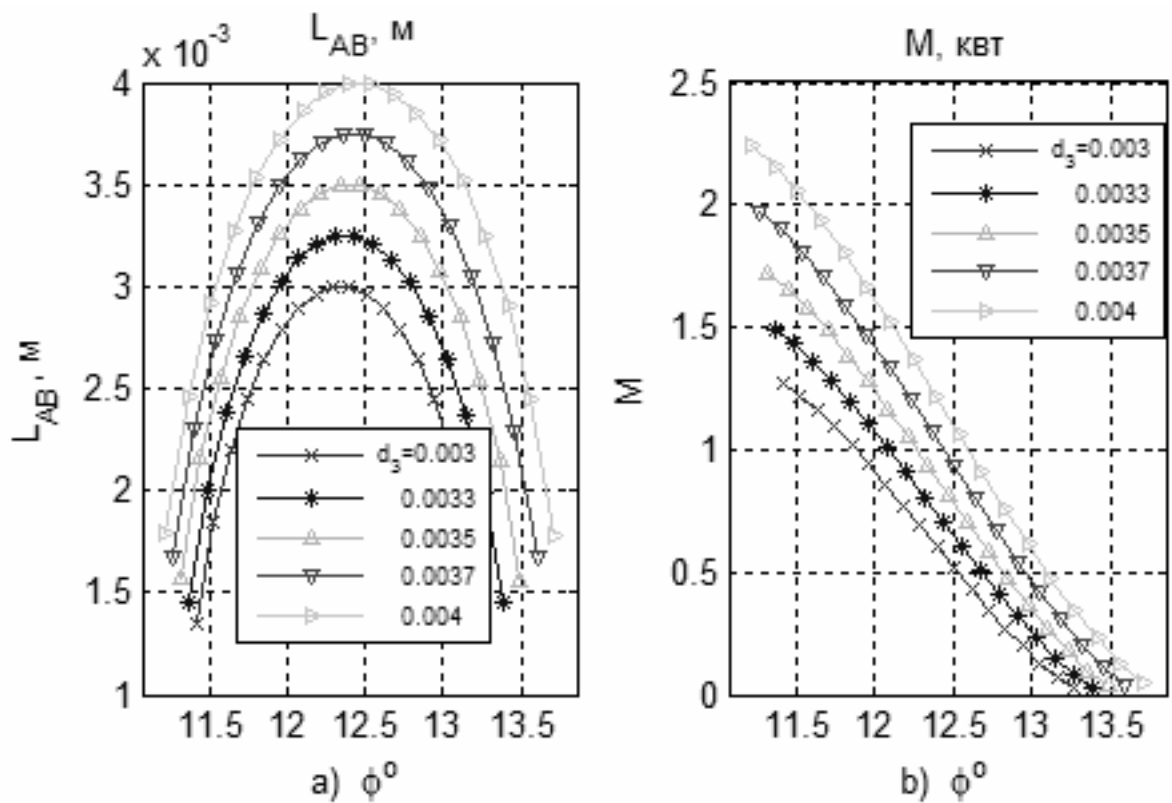


Рисунок 9 – Зависимости мощности резания зерна фрезой для различных диаметров зерна при частоте вращения фрезы равной 2500 об/мин

На рисунках 8 и 9 а), приведены графики длины хорды AB поперечного сечения зерна. Эта величина определяет характер резки зерна фрезой. Мощность резки M меняется в процессе перемещения зерна. Как видно из формулы [5] она пропорциональна срезаемой площади S_c .

Выводы. В результате рассмотрения геометрии движения зерна в рабочей камере роторной дробилки и изучения его кинематики выполнено математическое описание процесса на основании, которого предложен метод расчета мощности расходуемой на измельчение зерна.

Список использованных литературных источников

1. Деталізовані норми годівлі сільськогосподарських тварин / Т.М. Ноздрін, М.М. Карпусь, В.Д. Каравашенко та інш. – К.: “Урожай”, 1991. – 352 с.
2. Концепция развития механизации и автоматизации процессов в животноводстве на период до 2015года: материалы междунар. науч.-практ. конф., 15 марта 2003 г. Подольск / редкол.: Л.М. Цой (отв. ред.) – Подольск: ГНУ ВНИИМЖ, 2003. – 100с.
3. Ермичев, В.А. Энергосбережение в технологиях кормопроизводства / В.А. Ермичев, А.И. Купреенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. – № 4. – С. 11–13.
4. Погорелов А.В. Лекции по дифференциальной геометрии / А.В. Погорелов. Харьков: Изд-во Харьковск. госун-та, 1967. - 163 с.
5. Беляев Н.М. Соппротивление материалов / Н.М. Беляев. М.: Наука, 1965. - 856 с.

Анотація

КІНЕМАТИКА ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ЗЕРНА В РОТОРНІЙ ДРОБАРЦІ І ВИТРАТИ ПОТУЖНОСТІ НА ЇЇ РОБОТУ

Нанка О.В.

Приведений математичний опис кінематичних процесів, що протікають в робочій зоні дробарки, де процес подрібнення зерна виконується різанням-сколюванням. На підставі розглянутої геометрії руху зерна в робочій камері дробарки запропонований розрахунок потужності процесу подрібнення

Abstract

KINEMATICS TO THE PROCESS OF GRINDING DOWN OF GRAIN IN TO THE ROTOR CRUSHER AND EXPENSES OF POWER ON ITS WORK

A. Nanka

Mathematical description of kinematics processes, flowings in the working area of crusher is resulted, where the process of grinding down is carried out cutting-splitting off. On the basis of the considered geometry of motion of grain the calculation of power of process of grinding down is offered in the working chamber of crusher

ПОЛЬОВІ ВИПРОБУВАННЯ УДОСКОНАЛЕНОЇ ПІДВІСКИ УНІФІКОВАНОГО СІДІННЯ АУ31.00.000 ОПЕРАТОРА КОЛІСНИХ МАШИН

Жиліна О.О., ст. викл.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Проведене за результатами польових випробувань конструктивне доопрацювання сидіння АУ31.00.000 дозволило забезпечити стабільність параметрів віброгасіння і високу надійність в роботі, що покращує умови роботи оператора і тим самим підвищує ефективність експлуатації колісних засобів транспорту в умовах агропромислового виробництва

Постановка проблеми. Підвищення ефективності експлуатації колісних засобів транспорту в агропромисловому виробництві за рахунок зниження рівня низькочастотної вібрації сидіння оператора є актуальною науково-практичною задачею [1].

Результати досліджень. Випробування уніфікованого сидіння АУ31.00.000 на тракторі Т-150 К проводилися при русі на швидкостях транспортного ряду із завантаженим причепом 1-ПТС-9 на ґрунтовій дорозі. При русі реєструвалися середньоквадратичні рівні вертикальних прискорень на підлозі кабіни і подушці сидіння. Ефективність віброзахисних властивостей підвісок визначалася за коефіцієнтом передачі вертикальних прискорень, що розраховуються по формулі (1) на підставі експериментальних даних (рис. 1).

$$\tilde{S}_x(\omega) = 2(\pi \cdot \tilde{D}_x)^{-1} \cdot \int_0^{\infty} k_x(\tau) \cos \omega \tau \cdot d\tau, \quad (1)$$

де ω - колова частота.

Результати розрахунків коефіцієнтів передачі приведені на рис. 2.

Випробовувані підвіски посилюють коливання в октавній смузі 0,88 ... 1,4 Гц. Це пов'язано з тим, що їх власні частоти знаходяться в цьому частотному діапазоні, або поряд з ним.

З огляду на те, що абсолютні значення прискорень в діапазоні 0,88 ... 1,4 Гц дуже незначні, деяке підвищення рівня в цьому діапазоні не змінює загального рівня коливань.

Власна частота механізму регулювання по висоті уніфікованого сидіння АУ31.00.000 лежить в частотному діапазоні 5,6...11,2 Гц, чим і пояснюється збільшення рівня коливань в цій октаві. Серійна підвіска ХТЗ в діапазоні 5,6 ... 11,2 Гц знижує рівень коливань на 0 ... 23 % (залежно від режиму руху).

Основне завдання поставлене в роботі: знизити рівень коливань в октавній смузі 1,4 ... 2,8 Гц на уніфікованому сидінні АУ31.00.000 порівняно з серійним. В результаті проведених заходів поставлена мета була досягнута: у

більшості випадків - швидкості руху 17...30 км/год. (6...8 передачі) підвіска сидіння АУ31.00.000 знижує рівень передаваних коливань на 11...24 %, підвищуючи його лише на 5 передачі (14...16 км/год.) на 19 %. Слід зазначити, що це підвищення несуттєве із-за малих абсолютних значень прискорень на підлозі кабіни в цьому діапазоні швидкостей.

Для оцінки відповідності рівнів прискорень на сидінні водія нормативним вимогам ГОСТ 12.2.019-86 [2] у таблиці 1 наводяться рівні збурювальної дії дороги, розраховані за результатами вимірів мікропрофілів доріг в зоні випробувань тракторів.

У цій же таблиці наводяться поправочні коефіцієнти, визначені з урахуванням збурювальної дії еталонного фону.

Таблиця 1 - Поправочні коефіцієнти приведення прискорень до еталонного фону

Параметри	Значення параметрів в октавних діапазонах з середньгеометричними частотами (Гц)			
	1	2	4	8
Еталонного фону (см)	0,62	0,53	0,36	0,26
Реальної дороги (см)	0,57	0,66	0,52	0,4
$K_{п}$	1,1	0,8	0,7	0,65

У таблиці 2 наводяться рівні прискорень на сидінні водія, визначені з врахуванням поправочних коефіцієнтів з табл. 1, які порівнюються з нормативними показниками ГОСТ 12.2.019-86 [2]. З аналізу табл. 2 видно, що рівні прискорень на сидінні АУ31.00.000 не перевищують перспективних норм ГОСТ 12.2.019-86 [2] при русі на швидкостях, регламентованих ГОСТ 12.2.002-91 [3]. В той же час рівні прискорень на серійному сидінні значно (на 20...60 %) перевищують норми ГОСТ [2] у октавній смузі (1,4...2,8 Гц).

Аналіз даних на рис. 1 показав, що при русі на підвищених швидкостях (7 і 8 передачі) рівні прискорень на уніфікованому сидінні дещо перевищують норми (на 5...12 %), тоді як на серійному, більш ніж удвічі.

Таблиця 2 - Порівняння рівнів прискорень приведених до еталонного фону з нормами ГОСТ 12.2.019-86

Тип сидіння	Передача	Приведені рівні прискорень ($см/с^2$) в октавних діапазонах з середньгеометричними частотами (Гц)			
		1	2	4	8
Нове уніфіковане АУ31.00.000	5	35,6	72,6	26,3	26,1
	6	35,9	77,2	30	42,7
Серійне ХТЗ	5	36	97,5	19	13
	6	42	128,6	26	23
Норми ГОСТ 12.2.019-86		85	79	57	60

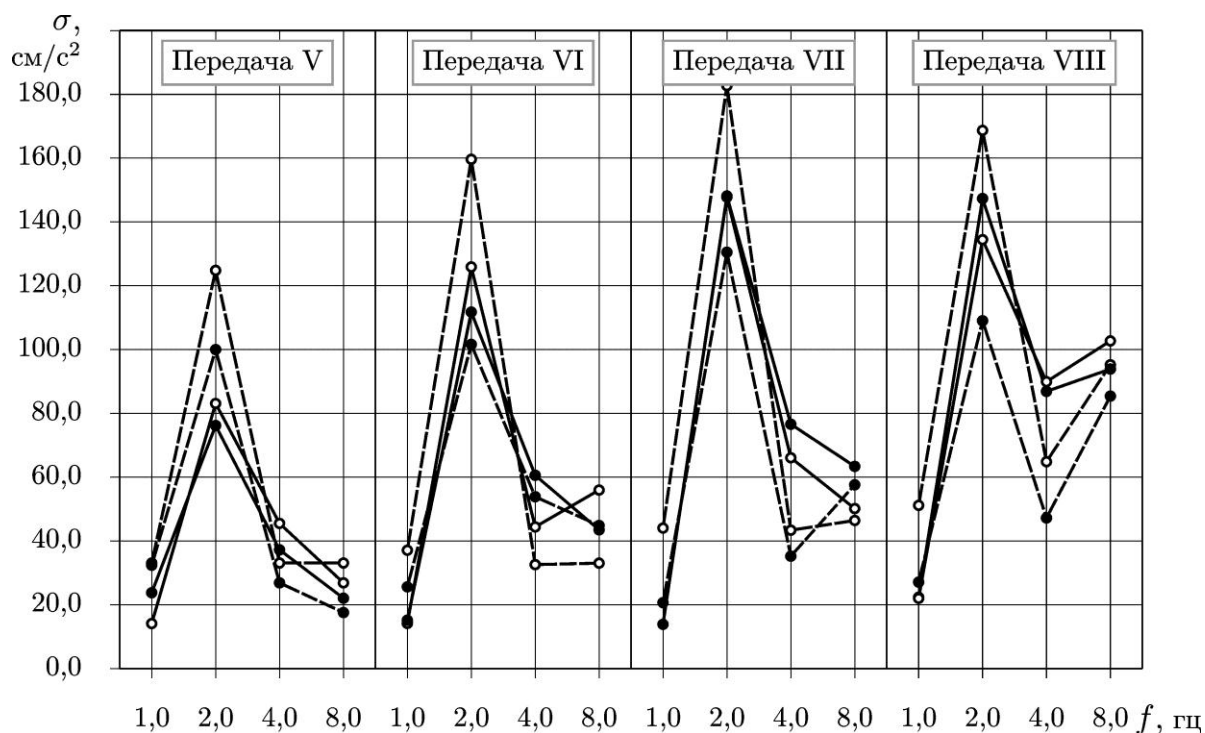


Рис. 1 - Середньоквадратичні рівні вертикальних прискорень при русі трактора Т-150К по ґрунтовій дорозі:

— на підлозі кабіни; - - - - на сидінні АУ31.00.000;
 ○ на підлозі кабіни; ○ на серійному сидінні

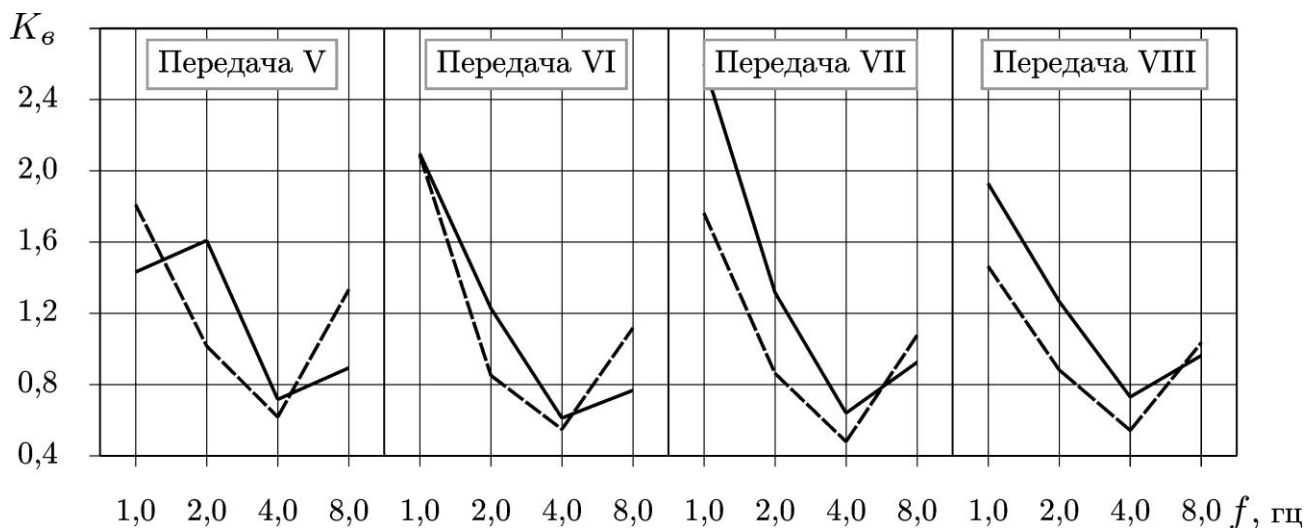


Рис. 2 - Коефіцієнти передачі вертикальних коливань підвіски сидінь при русі трактора Т-150К з причепом по ґрунтовій дорозі:

— серійне сидіння А31.00.000; - - - - уніфіковане сидіння АУ31.00.000

Висновки. Польові випробування розробленої підвіски уніфікованого сидіння АУ31.00.000 виконані на швидкостях транспортного ряду із завантаженим причепом 1 ПТС-9 по ґрунтовій дорозі показали що при швидкості руху 17 ... 30 км/год (6 ... 8 передача) підвіска знижує рівень передаваних коливань на 11 ... 24 %, підвищуючи його лише на 5 передачі (14

... 16 км/год) на 19 %. Слід зазначити, що це підвищення несуттєве із-за малих абсолютних значень прискорень на підлозі кабіни в цьому діапазоні швидкостей.

Список використаних джерел

1. Фролов К.В. Прикладная теория виброзащитных систем [Текст]/ К.В. Фролов, Ф.А. Фурман. - М.: Машиностроение, 1980, - 297 с.
2. ГОСТ 12.2.019-86. ССБТ. Тракторы и машины самоходные, сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. - Введ.: 01.07.87. - 28 с.
3. ГОСТ 12.2.002-81. ССБТ. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности. - Введ.: 01.07.92. - 62 с.

Аннотация

ПОЛЕВЫЕ ИСПЫТАНИЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ ПОДВЕСКИ УНИФИЦИРОВАННОГО СИДЕНИЯ АУ31.00.000 ОПЕРАТОРА КОЛЕСНЫХ МАШИН

Жилина Е.А.

Проведенная по результатам полевых испытаний конструктивная доработка сидения АУ31.00.000 позволила обеспечить стабильность параметров виброгашения и высокую надежность в работе, которая улучшает условия работы оператора и тем же повышает эффективность эксплуатации колесных средств транспорта в условиях агропромышленного производства

Abstract

THE FIELD TESTS OF THE IMPROVED PENDANT COMPATIBLE SEAT АУ31.00.000 OPERATOR OF THE WHEELED MACHINES

O. Zhylina

Structural revision of seat of АУ31.00.000 conducted on results the field tests allowed to provide stability of parameters of counter-vibe and high reliability in-process, that improves the terms of work of operator and promotes efficiency of exploitation of the wheeled facilities of transport the same in the conditions of agroindustrial production

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПОВЕРХНІ АЛМАЗНИМ ВИГЛАДЖУВАННЯМ

Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В., Пенъов О.В., к.т.н.,
Мирненко Ю.П., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

Робота присвячена підвищенню зносостійкості циліндричної поверхні алмазним вигладжуванням

Постановка проблеми. Сутність зміцнення деталей поверхневим пластичним деформуванням (ППД) полягає в тому, що під тиском деформуючого інструменту мікронерівності поверхні деталі пластично деформуються (змінюються), заповнюючи мікровпадин оброблюваної поверхні, що сприяє підвищенню твердості поверхневого шару. Більш того, в поверхневому шарі виникають сприятливі стискаючі напруги, що сприяє підвищенню втомної міцності на 30...70 %, зносостійкості в 1,5...2 рази, значно знижується шорсткість поверхні деталі, яка зміцнення.

Алмазне вигладжування відрізняється від ППД обкаткою лише конструктивними особливостями використовуваного інструменту, в якому робочим елементом служать алмаз, гексаніт або інші надтверді матеріали.

Аналіз останніх досліджень. На якість алмазного вигладжування, тобто шорсткості поверхні, ступеня зміцнення і твердості поверхневого шару, впливає радіус сферичної поверхні алмазу, зусилля притискання інструмента до деталі, поздовжня подача і число проходів.[1, 2].

Радіус алмазу вибирають в залежності від вихідної поверхні металу, з якого виготовлена деталь. При цьому для матеріалів твердістю HB<300 радіус алмазу 2,5...3,0 мм; при HRC 35...50 - 1.5...2.5 мм і HRC 50...65 - 1,3...2,0 мм, тобто зі збільшенням твердості поверхні деталі радіус алмазу зменшується.

Зусилля притискання інструмента до деталі також має велике значення при згладжуються мікронерівностей і можливості перенаклепування і руйнування поверхневого шару [3].

Встановлено, що поздовжня подача інструменту залежить від виду зміцнюваного матеріалу. Для загартованих сталей вона становить 0,02...0,04 мм/об., для кольорових металів і незагартованих сталей – 0,03...0,05 мм/об. Основна умова при виборі подачі – відсутність не зміцнюваних ділянок на поверхні деталей.

Алмазне вигладжування здійснюють, як правило, за один прохід, так як збільшення числа проходів не змінює істотно шорсткість поверхні зміцнюваної деталі.

Формулювання цілей статті. Метою статті є встановлення оптимальних параметрів алмазного вигладжування з метою підвищення зносостійкості циліндричної поверхні.

Основна частина. При алмазному вигладжуванні в поверхневому шарі деталі відбувається пружно – пластична деформація, яка супроводжується зміцненням матеріалу, появою стискаючих залишкових напружень і утворенням орієнтованої дрібнозернистої структури поверхнього шару. Зміцнення, що характеризується ступенем і глибиною наклепу, залежить головним чином від величини зусилля вигладжування. Збільшення поверхньої твердості із зростанням зусилля вигладжування відбувається до певного значення (120-180 Н). Подальше збільшення зусилля деформування не призводить до зростання твердості, а, навпаки, до її зниження. Глибина поширення наклепаного шару зі збільшенням зусилля деформування зростає, причому на глибину наклепу впливає і радіус сфери алмазного наконечника – збільшення радіусу при відповідній величині зусилля деформування дозволяє отримувати наклепаний шар більшої глибини.

Якість обробленої поверхні характеризується двома параметрами: глибина зміцненого (наклепаного) шару і шорсткість поверхні. Величина зміцненого (наклепаного) шару при алмазному вигладжуванні залежить від діаметра оброблюваної деталі. Оскільки зміцнення підвищує межу міцності поверхні обробленої деталі на 15-17%, то величина зміцненого шару визначається виразом

$$\delta = \left(1 - \frac{\sigma_1}{\sigma_2}\right) \cdot \frac{d}{2} = (1 - 0,855) \cdot \frac{d}{2} = 0,0725 \cdot d, \text{ мм}$$

Залежність величини зміцненого (наклепаного) шару від діаметра оброблюваної деталі представлена на рисунку 1.

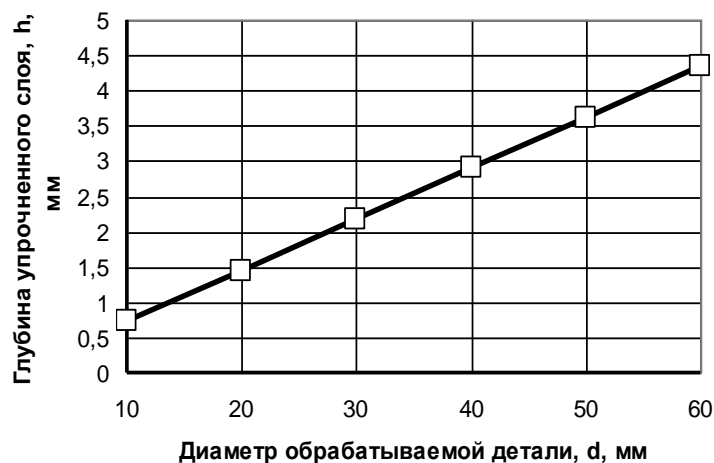


Рисунок 1 - Залежність величини зміцненого (наклепаного) шару h від діаметра оброблюваної деталі d

Основними параметрами, що впливають на величину шорсткості в процесі алмазного вигладжування є: зусилля притискання інструмента M, Н, швидкість обробки V, м/с і подача інструменту S, мм/об.

$$P=100-300\text{Н } V= 0,16 \text{ до } 1,6 \text{ м/с } .S= 0,02-0,08 \text{ мм/об.}$$

Зусилля притискання інструмента залежить від радіуса при вершині

інструменту і коливається в межах 100-300Н.

$$P = \pi \varepsilon \cdot HV \left(\frac{D \cdot r}{D + r} \right),$$

де ε - відносна глибина впровадження інструменту, $\varepsilon = \frac{h}{r}$;

h - глибина впровадження вигладжувача;

HV - твердість по Віккерсу;

D - діаметр оброблюваної поверхні, $D = 10 - 60$ мм;

r - радіус робочої частини алмазного інструменту, $R_{сф} = 1,0-2,5$ мм.

Залежність шорсткості обробленої поверхні від зусилля притискання інструмента від діаметра оброблюваної деталі d і радіуса при вершині робочої частини інструменту $R_{сф}$ представлені на рисунку2.



Рисунок 2 - Залежність шорсткості обробленої поверхні R_a від зусилля притискання інструмента P і радіуса при вершині робочої частини інструменту $R_{сф}$

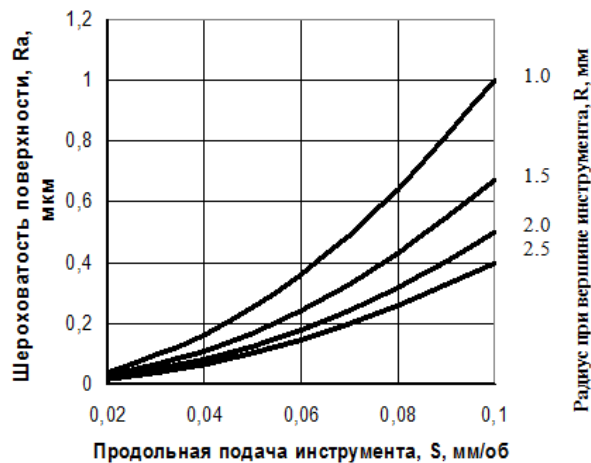


Рисунок 3 - Залежність шорсткості обробленої поверхні R_a від поздовжньої подачі інструменту S і радіуса при вершині робочої частини інструменту. $R_{сф}$

Аналіз літературних джерел по розмірно-зміцнюючій технології обробки циліндричних поверхонь дозволив побудувати номограму впливу основних параметрів обробки: тиск алмазного інструменту Γ , поздовжня подача інструменту S і радіус при вершині алмазного інструменту на шорсткість, яка стала після комбінованої обробки (рисунок 4).

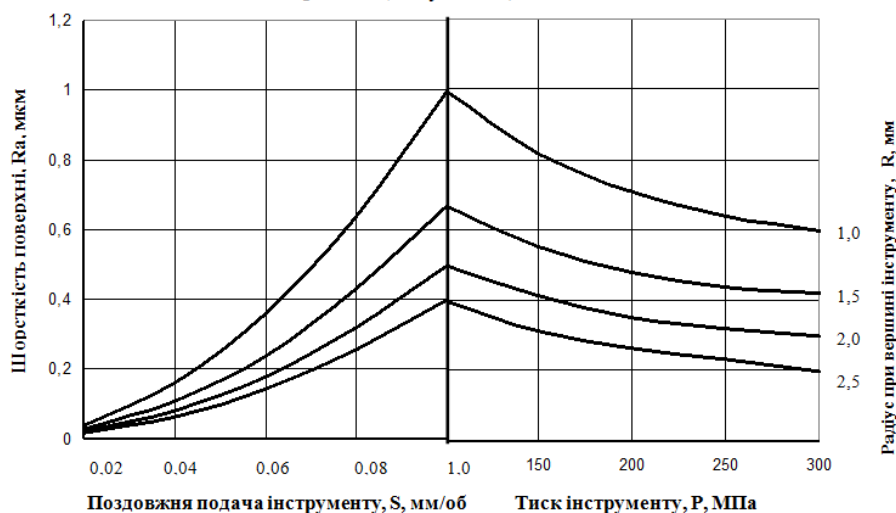


Рисунок 4 - Номограма впливу основних параметрів обробки: тиск алмазного інструменту Γ , поздовжня подача інструменту S і радіус при вершині алмазного інструменту $R_{\text{сф}}$ на шорсткість після комбінованої обробки

Висновки. Таким чином, основними технологічними параметрами, що впливають на якість зміцнюване - розмірної обробки сталевих валів є: тиск алмазного інструменту Γ , поздовжня подача інструменту S і радіус при вершині алмазного інструменту $R_{\text{сф}}$.

Список використаних джерел

1. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. – М.: Машиностроение, 2000. – 320 с.
2. Качество машин: Справочник в 2-х т.Т.1/ А.Г. Суслов, Э.Д. Браун, Н.А. Виткевич и др. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
3. Качество машин: Справочник в 2-х т.Т.2 / А.Г. Суслов, Ю.В. Гуляев, А.М. Дальский и др. – М.: Машиностроение, 1995. – 430 с.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ АЛМАЗНЫМ ВЫГЛАЖИВАНИЕМ

Юдовинский В.Б., Кюрчев С.В., Пенев О.В., Мирненко Ю.П.

Работа посвящена повышению износостойкости цилиндрической поверхности алмазным выглаживанием

Abstract

IMPROVING THE WEAR RESISTANCE OF THE CYLINDRICAL SURFACE OF THE DIAMOND VILLAITANA

V.Yudovynskyu, S Kurtchev, O.Penov, U. Mirnenko

The work is dedicated to improving the wear resistance of the cylindrical surface of the diamond Villaitana

ВІДПРАЦЮВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГВИНТОВИХ СЕКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ТЕХНОЛОГІЧНІСЬ

Гевко Б.М., д.т.н., проф., Клендій В.М., Навроцька Т.В.

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

Розроблено методикау відпрацювання конструкцій механізмів з секційними гвинтовими робочими органами на технологічність на основі ресурсозберігаючих технологій. Розроблена нова конструкція секційного гвинтового робочого органу на основі ресурсозберігаючих технологій. До переваг робочого органу відноситься те, що в процесі складання даного вузла не застосовується складного технологічного оснащення. Усе застосоване оснащення нормалізоване й забезпечує швидкий ремонт або заміну.

Постановка проблеми. Створення нових і удосконалення існуючих конструкцій транспортно-технологічних механізмів сприяє подальшому розвитку виробництва і підвищення продуктивності праці. За різними даними їх питома вага у завантажувально-розвантажувальних операціях складає 40...45%. Тому, на даний час основним завданням при розробленні прогресивних конструкцій гвинтових завантажувачів є відпрацювання їх конструкцій на технологічність з точки зору зменшення травмування, широку багатофункціональність, ремонтно-здатність та інше.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями технологічності конструкцій шнеків присвячені праці Амірова Ю.Д. [1], Григорьєва [2], Герман Х. [3], Рогатинського Р.М., Гевко І.Б. [4], Баришев А.И., Бадишевський В.А. та багато інших.

Мета роботи є розроблення методики відпрацювання конструкцій механізмів з секційними гвинтовими робочими органами на технологічність на основі ресурсозберігаючих технологій.

Реалізація роботи. Поняття «технологічність конструкції» охоплює як технічну, так і економічну сторону виробництва, які ніколи не слід розділяти, оскільки вони взаємопов'язані. Проблема створення технологічних конструкцій машин має важливе народногосподарське значення. Правильне її рішення дозволяє: а) знизити трудомісткість і собівартість виготовлення машини; б) краще використовувати наявні основні засоби підприємств; в) знизити витрати на підготовку виробництва; г) зменшити терміни вивчення машини.

Технологічною вважають конструкцію, яка може бути швидко і з мінімальними витратами вивчена у виробництві та виготовляється найбільш раціональними способами в заданих кількостях і умовах виробництва. Технологічність конструкції, машини визначається сукупністю кінематичних, конструктивних і технологічних рішень, здійснюваних у процесі проектування машини на основі порівняльного техніко-економічного аналізу.

Нами розроблено конструкцію гвинтового шарнірного секційного

робочого органу (рис. 1), який виконано з окремих секцій 1 однакових діаметрів і довжин, які виконані у вигляді зварних конструкцій трубчастих заготовок 2, до одного умовного внутрішнього кінця до якої жорстко закріплена циліндрична втулка 3. Остання виконана з системою осьових паралельних пазів 4, які розміщені рівномірно по колу, наприклад, чотири і є паралельними до осі трубчастої заготовки і які є у взаємодії з тілами кочення 5 3 другої сторони тіла кочення 5 є у взаємодії зі сферичною виїмкою 6 сферичного корпусу 7 з можливістю осьового і кутового повертання сферичної тяги 8.

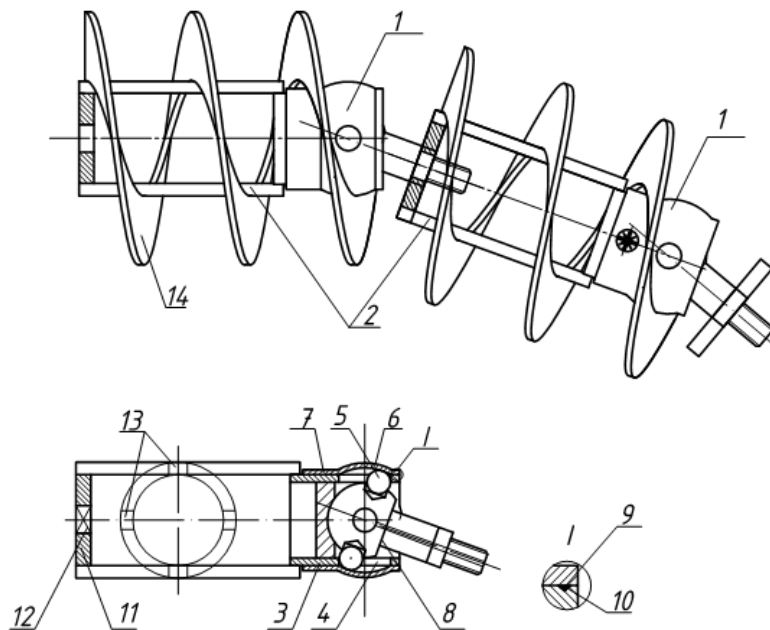


Рисунок 1 – Конструкція гвинтового шарнірного секційного робочого органу

Крім цього зверху циліндрична втулка 3 є у жорсткій взаємодії зі сферичним корпусом 7, в якому внутрішня сфера 6 є у взаємодії з зовнішніми поверхнями тіл кочення 5, а на вільному внутрішньому кінці сферичного корпусу 7 виконано циліндричне кільце з зовнішнім трикутним профілем 9, яка є у жорсткій взаємодії з аналогічною виточкою 10 циліндричної втулки 3, яке виконано на вільному її кінці зовні. З другого кінця зварної циліндричної секції у внутрішній отвір жорстко, перпендикулярно до осі встановлено з'єднувальна втулка 11 з внутрішнім квадратним чи фасонним отвором 12 і яка є у взаємодії з відповідним кінцем сферичної тяги сусідньої секції і жорсткою її фіксацією відомим способом. До зовнішнього діаметра з'єднувальної втулки 11 рівномірно по колу з одного кінця приварено, наприклад, чотири перемички 13, а з другого кінця перемички приварені до зовнішнього діаметра циліндричної втулки 3.

На зовнішньому діаметрі циліндричної секції 2 жорстко приварена гвинтова секція 13, яка є фактично продовженням гвинтових спіралей сусідніх секцій, в центрі сферичної тяги 8 виконано виїмку 14, яка є у взаємодії з мастилом 15, яке в свою чергу системою отворів з'єднано з тілами кочення 8, а на вільному кінці тяги виконано центральний отвір 17, який з'єднано з виїмкою

15 і на його кінці загвинчена маслянка 18.

Для проведення експериментальних досліджень були виготовлені секції гнучкого гвинтового конвеєра, їх профілювання здійснювалося на токарному верстаті 16К20 (рис.2).

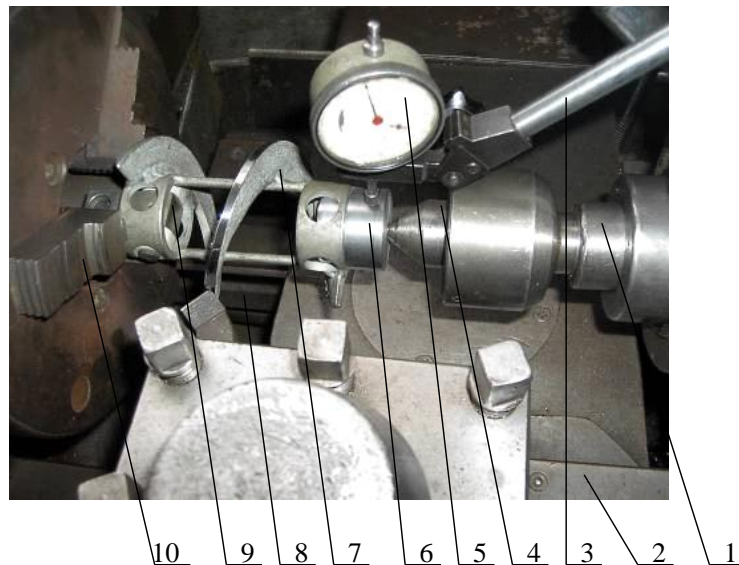


Рисунок 2 – Експериментальна установка для виготовлення секцій гнучкого гвинтового конвеєра:

1 – задній центр; 2 – супорт верстата; 3 – штанга індикатора; 4 – вставка; 5 – індикатор; 6 – права втулка; 7 – гвинтова спіраль; 8 – різець; 9 – ліва втулка; 10 – токарний патрон

Експериментальні дослідження проводили для визначення складової сили різання P_z , а теоретично визначали складові сили різання P_z , P_y і P_x залежно від швидкості, подачі та глибини різання заготовок матеріалу сталь 08кп.

Для базування, закріплення й проточування секцій секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів в процесі виготовлення й відновлення з заміром складової сили різання P_z , розроблено спеціальну методику та систему пристроїв, зображених на рис. 3.

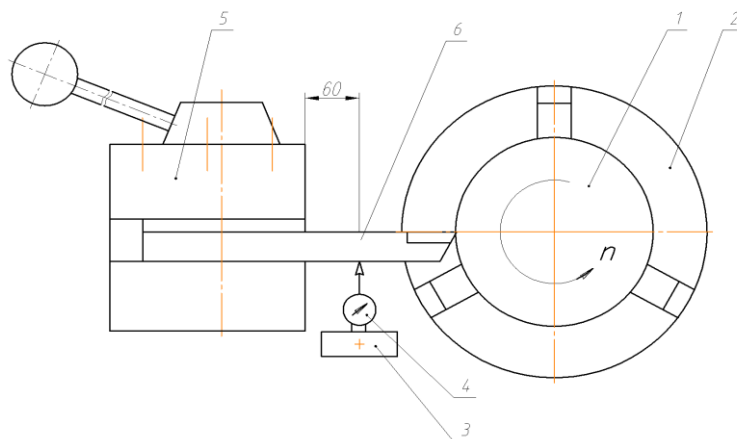


Рисунок 3 – Схема експериментальної установки для визначення складової сили різання P_z в процесі точіння секцій гнучких гвинтових конвеєрів із сталей 08кп і ст. 3.

Також програмою експериментальних досліджень передбачалось встановлення впливу зон з'єднань та способу кріплення окремих секцій на характер і величину деформацій кручення робочих органів у зібраному стані.

Збільшення довжини секції веде до пропорційного збільшення максимального кута закручування, а шарнірне з'єднання практично не впливає на величину деформації, так як його жорсткість вища за жорсткість самої секції. Встановлено, що максимальний крутний момент T_{\max} , який призводить до руйнування секції робочого органа у, значно більший за крутний момент, необхідний для перевантаження сипких вантажів розробленим робочим органом за максимальної висоти перевантаження та мінімального радіусу кривини магістралі.

Основні критерії технологічності наведені в таблиці 1 [3].

Таблиця 1 - Основні показники технологічності та конструктивної складності виконання гвинтових деталей

№ з/п	Показники технологічності	Аналітичний зміст показника	Зміст складових параметрів
1.	Коефіцієнт використання матеріалу	$K = \frac{M_d}{M_z}$	M_d – маса деталі; M_z – маса заготовки
2.	Питома висота витка	$b' = B/H$	H - товщина витка
3.	Відносна товщина спіралі	$\delta_n = 1/b'$	
4.	Відносне видовження спіралі	$\delta_{сп} = 0,5(\sqrt{\psi} - 1)$	
5.	Коефіцієнт технологічної складності виготовлення НЗ	$K_{mc} = (\psi - 1)^x K_e$	x – показник степеня функції; K_e – коефіцієнт

Для того щоб конструкція машини була технологічною, при її проектуванні необхідно:

1) вибрати найбільш раціональну схему і компоновку машини, раціонально розділити її на складальні вузли, досягти найбільш простих конструктивних рішень при розробці вузлів і агрегатів і зменшення загальної кількості деталей в машині;

2) максимально використовувати стандартні, нормалізовані та уніфіковані вузли, агрегати і деталі, а також деталі, вже освоєні у виробництві;

3) при конструюванні деталей враховувати вимоги технологічності.

Великий вплив на технологічність конструкції показує вибір раціональної компоновки машини.

Складність конструкції машини залежить від складності конструкцій входять до неї вузлів і агрегатів. Тому при конструюванні вузлів треба точно встановити функції, які повинен виконувати кожен з вузлів, і проектувати вузли, погодившись, з цими функціями і вибираючи найбільш прості варіанти.

Технологічність конструкції машини поліпшується, якщо в неї входить менше деталей. Це може бути досягнуто не тільки за рахунок застосування більш коротких кінематичних ланцюгів, але і за рахунок скорочення зайвих

з'єднань, що дає можливість зменшити кількість допоміжних і кріпильних деталей.

Доцільність створення тієї чи іншої нової машини оцінюється за зведеними затратами та річним економічним ефектом.

Зведені затрати на існуючий та новий зразок машини визначають за формулою

$$Z = Z_B E_H + Z_e, \quad (1)$$

де Z_B – затрати на виготовлення машини;
 E_H – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;
 Z_e – затрати при експлуатації машини.

Перевага віддається тому варіанту машини, який має менші зведені затрати.

Річний економічний ефект від виробництва та тривалого використання нових машин із ліпшими якісними характеристиками обчислюють за співвідношенням

$$E_p = (E_B + E_e) A_B, \quad (2)$$

де E_B – економія коштів за рахунок більш раціонального виготовлення машини;
 E_e – те саме через поліпшення експлуатаційних характеристик машини;
 A_B – річний обсяг виробництва.

Економія коштів E_e залежить від довговічності машини. Тому при малих експлуатаційних затратах коштів і достатній довговічності машини економічний ефект можна мати при більших затратах коштів на виготовлення машини.

Економічне обґрунтування вибору того чи іншого варіанта конструкції машини може бути здійснене за такими техніко-економічними параметрами, як матеріалоемність, трудомісткість, собівартість тощо. Оскільки маса машин в одних випадках відіграє позитивну роль, а в інших – негативну, часто для оцінки різних варіантів машини використовують питомі показники, які є відношенням маси виробу до найхарактернішого його параметра, наприклад продуктивності машини. Трудомісткість виробу виражається нормованою сумою затрат праці (в одиницях часу) на повне його виготовлення. Матеріалоемність та трудомісткість значно впливають на собівартість порівняльних варіантів заново спроектованих машин.

Технологічність конструкції забезпечується застосуванням наступних принципів: простота конструкцій, мале число деталей і вузлів, що складаються; прості форми деталей і мінімальна матеріалоемність, максимальна уніфікація, нормалізація і стандартизація деталей і вузлів; можливість застосування простих заготовок з мінімальними припусками, використання прокату, штамповок і т.д.; застосування високопродуктивних технологічних процесів механічної обробки; відсутність завищених потреб до точності виготовлення деталей і шорсткості поверхонь; простота і економічне складання вузлів і машин в цілому. Всі ці принципи повинні використовуватися без зниження

якості машин, її економічності і надійності (довговічності і безвідмовності).

Технологічність конструкції може оцінюватися за допомогою основних і допоміжних показників. До основних показників належать технологічна собівартість, трудоємність виготовлення деталей і складання машин. Технологічна собівартість C_m визначається за формулою:

$$C_m = C_M + C_3 + C_{ц.р.}, \quad (3)$$

де C_M - собівартість матеріалу;
 C_3 - заробітна плата робітників з нарахуванням;
 $C_{ц.р.}$ - цехові витрати на електроенергію, амортизацію обладнання, інструменту, пристосувань, на мастильні, охолоджуючі та інші матеріали, обслуговування і ремонт.

Трудоємність виготовлення виробів визначається сумою трудомісткостей елементів виробу, що складається і виражається в нормогодинах.

Для оцінки технологічності однотипових конструкцій при наявності базової моделі можна використовувати наступні відносні показники технологічності. Рівень технологічності по технологічній собівартості:

$$K_{y.c.} = C_m / C_{б.м.}, \quad (4)$$

де C_m - технологічна собівартість виробу, який розглядається;
 $C_{б.м.}$ - технологічна собівартість базового виробу. Рівень технологічності по трудоємності виробу:

$$K_{y.m.} = T_u / T_{б.у.}, \quad (5)$$

де T_u - трудоємність виготовлення виробу, який розглядається;
 $T_{б.у.}$ - трудоємність виготовлення базового виробу.

Економічне використання матеріалу в машині може оцінюватися двома показниками: конструктивною матеріаломісткістю і технологічною матеріалоемністю. Першим показником визначаються затрати конструктивних матеріалів на одиницю потужності або виробництва, другим - встановлюється ступінь використання матеріалу заготовки при виготовленні деталі.

Конструктивна (гранична) металоємність машини, виражається в кг/кВт:

$$M_k = M_u / N, \quad (6)$$

де M_u - маса машини;
 N - потужність машини.

Чим менше M_k , тим технологічна конструкція.

Для оцінки технологічної матеріаломісткості деталі може застосовуватися коефіцієнт використання матеріалу:

$$K_m = m_d / m_3 \quad (7)$$

де m_d - маса деталі;
 m_3 - маса заготовки.

Зниження трудомісткості (і собівартості) механічної обробки досягається застосуванням деталей простих форм з ділянками, легко доступними для механічної обробки.

При конструюванні деталей бажано звести до мінімуму необхідну площу, що обробляється, попередити можливість обробки на прохід, чітко розмежувати поверхні, що обробляються і не обробляються.

Застосування уніфікованих деталей і їх елементів дозволяє здешевити обробку шляхом застосування типових технологічних процесів і укрупнення партій оброблюваних деталей.

Собівартість складання і розбирання цілком визначаються конструкцією машини, її складальних одиниць. Конструктивні рішення, які застосовують для розбирання конструкцій, повинні передбачити можливість зручного розташування деталей у складальній одиниці та наступного складання машини. Заміна вузлів або швидкозношуваних деталей повинна виконуватися без допоміжного зняття великого числа деталей (складальних одиниць) машини. Заміна прокладок і сальникових кілець, набивка сальників, заправка мастильних матеріалів, регулювальні роботи повинні виконуватися без застосування складних пристосувань й інструментів, а також по можливості швидко і без залучення персоналу високої кваліфікації.

Висновки. На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Визначено основні вимоги до секційних гвинтових робочих органів, що мають домінуючий вплив на проектування гвинтових транспортно-технологічних механізмів.

2. Встановлено сновні вимоги до технологічності конструкцій гнучких гвинтових секційних робочих органів.

3. Приведені й розшифровані основні технологічні та конструктивні показники технологічності конструкції складових елементів секційних гвинтових робочих органів і аналітичні залежності для їх розрахунку.

Список використаних джерел

1. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ, 2012. – № 3 (67). – С.197–210.
2. Васильків В. В. Технологічні та конструктивні особливості виготовлення гвинтових заготовок з листового прокату / В. В. Васильків, Л. Д. Радик, І. Б. Гевко // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛДТУ, 2004. – Вип. 14. – С. 12–18.
3. Конвеєри гвинтові. Загальні технічні вимоги : ДСТУ 2672:94. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 10 с. – (Національний стандарт України).
4. Конвеєри гвинтові. Терміни та визначення : ДСТУ 2763:94. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 11 с. – (Національний стандарт України).

5. Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Основні терміни та визначення : ДСТУ 3278:95. – [Чинний від 1996-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1996. – 142 с. – (Національний стандарт України).
6. Гевко І.Б. Технологічність конструкцій гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин / І.Б. Гевко // Науковий вісник Національного аграрного університету, 2004. – № 73. – С. 348–352.
7. Chris Rorres. The turn of the screw: optimal design of an Archimedes screw/ Jornal of hydrauling/ January 2000. P 72-80.

Аннотація

ОТРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ВИНТОВЫХ СЕКЦИОННЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ НА ТЕХНОЛОГИЧНИСЬ

Гевко Б.М., Клендій В.М., Навроцька Т.В.

Разработано методику отработки конструкций механизмов с секционными винтовыми рабочими органами на технологичность на основе ресурсосберегающих технологий. Разработана новая конструкция секционного винтового рабочего органа на основе ресурсосберегающих технологий. К преимуществам рабочего органа относится то, что в процессе составления данного узла не применяется сложного технологического оснащения. Все применяемое оснащение, нормализованное и обеспечивает быстрый ремонт или замену

Abstract

TESTING CONSTRUCTION OF SECTIONAL SCREW OPERATIVE MEMBER FOR MANUFACTURABILITY

B. Hevko, V. Klendiy, T. Navrotska

Methodology for testing mechanisms designs with sectional screw operative members for manufacturability based on resource-saving technologies was developed. A new design of sectional screw operative member on the basis of resource-saving technologies was selected. The advantages of operative member include the fact that in build process of the node does not apply sophisticated technological equipment. All applicable equipment normalized and provides quick repair or replacement

ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ

Листопад И.А., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

В статье рассмотрены особенности управления качеством предприятия, которые путем постоянного развития систем качества в промышленно развитых странах, обеспечит стабильное качество продукции

Введение. Существует много мнений по развитию систем качества в промышленно развитых странах. При постоянном улучшении управления качества на предприятиях показатель дефектности продукции оценивается уже не процентами, а числом дефектных изделий на миллион выпущенных изделий [1].

Цель исследования. Повышение эффективности использования особенности управления качеством, для чего необходимо усовершенствовать систему качества на промышленных предприятиях.

Основная часть. На протяжении более трех десятилетий задачи создания высококачественной продукции решаются путем системного управления качеством. Принципы управления качеством, на формирование которых оказывает влияние история развития экономики, культуры, политической системы страны, довольно разнообразны. Что же касается методов обеспечения качества, то многолетняя мировая практика показывает, что во многом они сходны и сконцентрированы в следующих положениях.

Дальнейшим развитием работ и результатов, полученных авторами [1] следует проделать следующее:

- необходимо оценивать тот ущерб, который некачественная продукция может причинить обществу большие неприятности. При этом учитывается ущерб от готовой продукции (отказы, травмы, аварии, несоответствие требованиям заказчика и т.п.) и в процессе производства некачественной продукции (непроизводительные затраты времени, энергии, сил, токсичность некоторых производств и т.п.). Такой ущерб необходимо учитывать при расчете предупредительных затрат на качество.

- чтобы продукция фирмы была конкурентоспособной, необходимо постоянно повышать ее качество и снижать себестоимость. Не забывать, что требования заказчика постоянно возрастают. Все это учитывается при разработке стратегии фирмы;

- основной целью повышения качества на предприятии – это постоянное уменьшение расхождений между показателями качества изделия и характеристиками, заданными заказчиком. С этой целью нужно постоянное совершенствование метрологической службы;

- ущерб, который терпит заказчик из – за несоблюдения его требований,

пропорционален квадрату величины отклонения показателей качества. Это нужно учитывать, устанавливая требования к качеству процессов;

- качество и себестоимость готового изделия, в основном, определяются качеством проекта и технологии. Поэтому при проектировании, планировании производства и методов контроля нужно ориентироваться на требования к качеству готовой продукции;

- на этапе разработки и испытаний опытных изделий необходимо уменьшать отклонения характеристик изделия от заданного качества;

- нужно выявить зависимость эксплуатационных характеристик от других параметров изделия и технологического процесса и, используя установленную зависимость, проводить планирование эксперимента на основе статистических расчетов.

Разработка стратегии качества – это задача каждого руководителя предприятия. Для этой цели необходимо использовать шесть параметров:

- отношение руководства предприятия к проблеме производства;
- статус отдела качества на предприятии;
- способы рассмотрения проблем качества;
- уровень расходов на качество в процентах от общего оборота предприятия;
- мероприятия по повышению качества;
- реальное положение с качеством на предприятии.

Понятие «хорошее качество» сегодня складывается из выполнения изделием требуемых функций, поддержания экономически оправданной цены и целесообразного уровня эксплуатационных расходов, защиты окружающей среды, безопасности изделия, обеспечения качества на стадии сбыта и послепродажного сервиса.

При организации системного управления качеством руководитель предприятия задается вопросом, что же он вкладывает в понятие «качество» и каковы его критерии. Обобщая накопленный опыт, можно использовать пять наиболее существенных критериев качества:

- продукция должна соответствовать стандарту;
- вытравливаемая продукция должна отвечать техническим показателям лучших товаров – аналогов;
- степень точности соблюдения всех производственных процессов;
- соответствие качества требованиям покупателей;
- соответствие качества платежному спросу.

Для поддержания уровня качества нельзя нарушать ни один из выбранных критериев, а непроданный товар не может считаться товаром высокого качества независимо от его технического уровня и других положительных характеристик. Несоблюдение этого правила приводит к коммерческому провалу. Так, закупка лицензии без «ноу-хау» равнозначна нарушению технологического критерия - новейшая продукция, отвечающая спросу, может быть не реализована из-за слишком высокой цены и т.д.

Опираясь на принятую концепцию качества и его критерии, руководители обязаны разрабатывать стратегию качества. Менеджеры начинают работу с комплексного исследования рынка и с специализированными

консультационными центрами. После анализа необходимо построить стратегию в соответствии с выбранным сегментом рынка или рыночной нишей.

При разработке стратегии качества руководители предприятий разрабатывают конкретные цели и сроки их выполнения. Например: к концу определенного периода добиться, чтобы конкретные товары по уровню качества не уступали аналогам трех основных конкурирующих предприятий; за пять лет сократить в два раза расходы, связанные с низким качеством продукции.

В стратегии качества руководители придаются четкому определению ответственных лиц, а также контролю реализации программы повышения качества. Но, пожалуй, наиболее важным моментом, считается отношение руководства продукция к проблеме качества.

Стратегия продукции реализуется в программах повышения качества. Программа, как правило, разработана и рассчитана на различные сроки (5-7 лет и более). За ее реализацией осуществляет контрольная группа менеджеров по качеству. В обязанности менеджера по качеству входит обширный круг вопросов. Контроль за закупкой сырья и полуфабрикатов от субпоставщиков осуществляет менеджер, и анализ всех собранных материалов испытаний выпускаемых изделий, чтобы сделать вывод о необходимости внесения изменений в конструкцию и технологию производства. Менеджеры обязаны проводить оценку действующей системы обеспечения качества на ее соответствие современным принципам и нормам. На менеджеров по качеству возложена и работа с потребителями: они обязаны анализировать рекламации, проводить уточнения и конкретизацию возникающих проблем, и предлагать пути их решения (например, удовлетворенность потребителя послепродажным обслуживанием и повышение его эффективности).

Важным аспектом работы менеджеров по качеству является составление программ повышения качества продукции. Менеджер по качеству – это профессиональный специалист, который владеет методами статистики и методикой стандартизации, основами управления, маркетингом, вопросами бухгалтерского учета, обладает определенным запасом экономических знаний. Специалист по качеству на фирме - это полноправный член управляющего звена, а не работник вспомогательной службы.

Анализ опыта западногерманских фирм показывает [1], что работа по внедрению систем обеспечения качества ведется поэтапно. На каждом этапе реализуется программа, подготовленная группой менеджеров по качеству. Каждый этап завершается внедрением конкретных мер, повышающих эффективность работы по качеству, что может быть выражено, например, через снижение расходов на качество.

На первом этапе в задачу менеджеров входит детальное изучение всех случаев нарушения предусмотренных нормативов. На втором этапе уже возможно составить калькуляцию расходов на качество, причем задача должна решаться таким образом, чтобы снизить их на данный момент хотя бы на 2%, доказав тем самым действенность и эффективность начатой работы. На последующих этапах группа менеджеров решает проблему качества более

углубленно и масштабно, добиваясь значительного снижения расходов на качество. Заключительным этапом следует считать внедрение комплексной системы управления качеством продукции как органической части производства.

Программы повышения качества на фирмах могут создаваться под действием той или иной необходимости, возникшей в определенной ситуации. Например, фирма Reynolds Metals Company (США) [1,2], поставив перед собой задачу ликвидировать случаи возврата продукции заказчиками, пришла к выводу, что для нее основным путем решения этой проблемы является внедрение трех программ: статистического контроля качества, обучения персонала и материального стимулирования работников.

Чтобы сконцентрировать силы на реализацию этих программ, необходимо создать целевые группы на каждом уровне управления, которые еженедельно по часу будут обсуждать проблемы на своих участках и вносить предложения по их решению. Для внедрения разработанных мероприятий необходимо предусмотреть средства на получение экономического эффекта.

Отличительной особенностью программ повышения качества и системного управления качеством является их направленность на предотвращение дефектов, а не на обнаружение их путем контроля. Контроль качества технологических процессов, что явно превалирует над контролем качества продукции. За качество отвечают непосредственные исполнители. Каждый на своем рабочем месте трудится по принципу: исполнитель следующей операции - твой потребитель. И, конечно же, громадное значение придается компетентности специалистов всех рангов в вопросах управления качеством продукции.

Обеспечение качества складывается из проектирования, контроля, управления и реализуется через систему обеспечения качества. Руководитель каждого предприятия должен найти свою форму организации работы по качеству, учитывающую его специфику.

Эффективность этой работы в любом случае обеспечивается лишь тогда, когда за качество отвечает не только служба качества, но и все другие подразделения предприятия, каждый отдельный сотрудник. Главную ответственность за качество несет руководство предприятия, которое устанавливает систему обеспечения качества, формулирует принципиальные цели, политику, стратегию предприятия в области качества.

Активная деятельность, направленная на обеспечение качества, считается одной из важнейших задач предпринимательской политики. Общая концепция обеспечения качества должна быть убедительной как внутри предприятия, так и для партнеров. Для этого недостаточно создать хорошо оснащенную контрольно - испытательную лабораторию, т.к. качество изделия не формируется посредством испытаний и контроля - оно должно создаваться проектированием, конструированием, производством.

Служба по качеству на предприятии складывается из трех подразделений, решающих крупные блоки проблем, связанных с техникой обеспечения качества, контролем качества, содействием обеспечению качества:

- к технике обеспечения качества относятся: планирование и

контроля (планирование качества до реализации, включая надежность, проектирование контроля, проектирование поверочных средств); управление (управление качеством изделий, поставляемых субпоставщиками, и управление качеством собственного производства); информация (расходы на качество, обработка и анализ данных о качестве, документация);

- блок контроля качества включает лаборатории для контроля надежности, испытаний материалов, типовых испытаний и проверку опытных образцов, и для серийных испытаний;

- под содействием обеспечения качества понимаются обучение и повышение квалификации, мотивации качественного труда, специальные задачи службы по качеству.

На современном этапе службы качества должны отвечать требованиям, изложенным в стандартах ISO 9000 - 9004.

Система управления качеством на современном этапе включает изучение рынка, научно - исследовательские работы, планирование и проектирование изделия, подготовку закупок и производства, кадровые вопросы, обучение персонала, изготовление продукции, контроль качества, сбыт, послепродажный сервис, и т.д. Казалось бы, в этом нет ничего нового, но содержание отдельных элементов меняется в зависимости от времени, обеспечивая системе гибкость. Например, японские специалисты считают, что сегодня учитывать лишь существующие потребности явно недостаточно. Необходимо выявить скрытые потребности и взять их за основу при планировании качества и разработке товара.

Анализируя развитие систем качества в промышленно развитых странах, руководителям предприятий необходимо использовать три уровня систем, которые более широко и успешно используются за рубежом [2]:

- первый – системы качества по моделям, регламентированным стандартами ISO серии 9000;

- второй – система всеобщего управления качеством, которую обозначают аббревиатурой TQM;

- третий – система общего руководства предприятием обеспечивает максимальную эффективность в управлении.

Системы всех трех уровней находятся в постоянном развитии и при этом все в большей мере интегрируются. Тем не менее, системы каждого уровня имеют свои принципиально важные отличительные особенности, которые наверняка останутся. Так, целевая установка систем качества первого уровня – обеспечение стабильного качества продукции, отвечающей требованиям потребителя. Системы же качества второго уровня, расширяя эту целевую установку, прежде всего, предусматривают постоянное улучшение качества выпускаемой продукции. В результате на предприятиях с системами TQM такой показатель как уровень дефектности продукции оценивается уже не процентами, а числом дефектных изделий на миллион выпущенных. Кроме того, ориентация предприятий с системами качества второго уровня на критерии различных премий по качеству способствует и обеспечению

удовлетворения работников своей работой и ее условиями.

Систем третьего уровня, включает в целевые установки обеспечения максимальной эффективности функционирования предприятия путем прежде всего минимизации издержек из - за неудовлетворительного качества продукции на всех этапах ее жизненного цикла.

Такое трехступенчатое развитие систем качества обусловлено необходимостью обеспечения все более высокой конкурентоспособности продукции. В условиях цивилизованного рынка предприятия уже не могут ограничиваться созданием лишь системы качества по моделям стандартов ISO серии 9000. Однако особую значимость имеет система первого уровня, т.к. именно она обеспечивают выполнение главного и обязательного условия успешной конкуренции на рынках, перенасыщенных товарами и услугами, - стабильного соответствия производимой продукции требованиям потребителей. Кроме того, стандарты ISO серии 9000 как были, так и остаются основой нормативной сертификации систем качества, причем не только первого уровня.

Список использованной литературы

1. Огвоздин В. В. Управление качеством. Основы теории и практики. Учебное пособие [Текст] / В. В. Огвоздин. – М.: Дело и Сервис, 2009. – 303 с.
2. Шаповал М. І. Менеджмент якості. Підручник [Текст] / М. І. Шаповал. – К.: Знання, 2006. – 471 с.

Анотация

ОСОБЛИВОСТІ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ

Листопад І.О.

У статті розглянуто особливості управління якістю підприємствами, які шляхом постійного розвитку систем якості в промислово розвинених країнах, забезпечують стабільну якість продукції

Abstract

FEATURES QUALITY MANAGEMENT

I. Listopad

The article describes the features of quality management, which through the continued development of quality systems in the industrialized countries, will ensure the stable quality of products

РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ З ЗАЗОРОМ

Листопад І.О., Кісь В.М. к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Розглянуто розрахунковий метод визначення посадок з зазором в підшипниках ковзання для вкладишів і шийок колінчастих валів в двигунах внутрішнього згорання

Вступ. Експлуатаційно - технологічні показники двигунів визначаються, в основному, їх працездатністю, тобто їх станом, при якому значення усіх їх параметрів, які характеризують здатність виконувати задані функції, відповідають встановленим вимогам. У зв'язку з цим обґрунтування методів вибору посадок дозволить підвищити ефективність, надійність, довговічність їх роботи під час експлуатації [1].

Дослідження. Як в українській так і у зарубіжній літературі багато уваги надається дослідженню надійної праці циліндро - поршневої групи двигуна. Незважаючи на великі динамічні навантаження на кінематичні вузли, при обертанні колінчастих валів використовуються підшипники ковзання [2,3]. Надійність і ресурс кінематичного механізму перетворення руху багато в чому визначає міжремонтний ресурс двигуна і витрати на його ремонт. Збільшення міжремонтного ресурсу двигуна із - за зносу підшипників ковзання може істотно знизити експлуатаційні витрати і знизити собівартість ДВС.

Вирішення проблеми. У підшипнику ковзання поверхні втулки валу і опорної поверхні підшипника утворюють фрикційний контакт, в якому виникає, залежно від умов роботи, один з видів тертя - рідинне, графітове або напівсухе тертя. Підшипники ковзання кінематичного механізму ДВС конструюються на роботу в умовах рідинного тертя [2, 4].

Проте великі і імпульсні навантаження, що передаються від поршня, не завжди дозволяють забезпечити рідинне тертя, і в деякі моменти в кінематичному вузлі може виникати граничне або навіть напівсухе тертя. Робота підшипників посилюється ще і тим, що при застосуванні типових систем мастила не усі підшипники знаходяться в рівних умовах.

В таких умовах робота підшипника відбувається з постійним зношуванням фрикційної поверхні, в першу чергу, опорної поверхні вкладиша. При великому зношенні, коли зазор між втулкою вала і вкладишем досягає граничної величини, різко порушуються умови мастила, підшипник переходить в режим напівсухого тертя і щоб уникнути різкого зношування двигун повинен бути виведений в ремонт для заміни вкладишів.

Теоретичний розрахунок рухомої посадки заснований на гідродинамічній теорії змащення і зводиться до визначення такого клинового зазору між валом і підшипником, в якому міг би поміститися шар мастила, потрібний для

забезпечення умов рідинного тертя товщини (рис. 1). Товщина масляного шару залежить від кутової швидкості і в'язкості мастила. Чим більше ці параметри, тим більше товщина шару мастила (h_{\min}). Але зі збільшенням радіального навантаження F_r на цапфу товщина масляного шару h_{\min} зменшується. При сталому режимі роботи товщина h_{\min} масляного шару повинна бути більше суми шорсткості цапфи R_z в і шорсткості вкладиша R_{z0} , (рис. 1). Найбільш поширеним типом відповідних рухомих сполук є підшипники ковзання, що працюють з мастилом. Для забезпечення найбільшої довговічності необхідно, щоб при сталому режимі підшипники працювали з мінімальним зносом. Це можливо в тому випадку, коли поверхні цапфи і вкладиша підшипника будуть розділені шаром мастила, а тертя між металевими поверхнями буде замінено на тертя між шарами мастила.

Розглянемо методику розрахунку одного з найбільш поширених типів рухомих сполук вал-підшипник ковзання. В стані спокою під дією сили тяжіння вал знаходиться в крайньому нижньому положенні (рис. 1). При обертанні вала сили тертя захоплюють мастило у вузьку клиноподібну щілину між валом і отвором, виникає тиск, в залежності від нього і в'язкості мастила вал як би спливає, спираючись на шар мастила і кілька зміщується у бік обертання.

Рідинне тертя між тертьовими поверхнями буде стійким, якщо товщина шару мастила в самому вузькому місці h_{\min} буде більше деякого критичного значення. У результаті дослідів було встановлено, що найкращі умови роботи підшипника досягаються при $h_{\min} = 0,25S$ (S - зазор між валом і підшипником в стані спокою). Коефіцієнт корисної дії підшипника ковзання в цьому випадку буде найбільшим, а коефіцієнт тертя виходить найменшим.

З гідродинамічної теорії змащення відомо співвідношення між l і S в підшипниках ковзання кінцевої довжини:

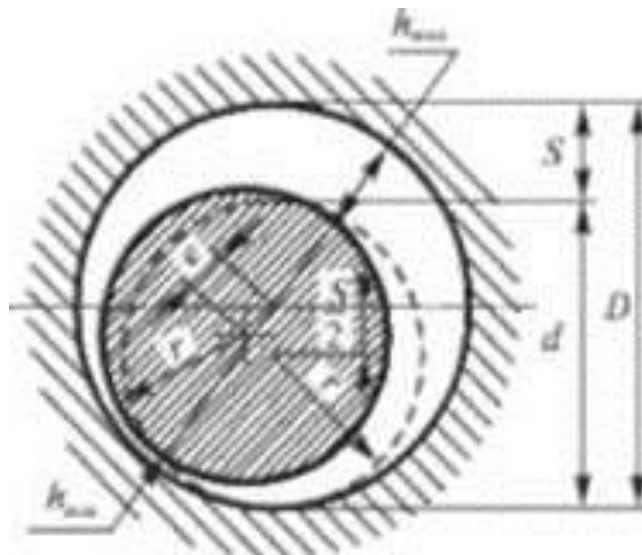


Рисунок 1 - Схема до розрахунку посадок з зазором в підшипниках ковзання

Початкова умова розрахунку інтервалу функціональних зазорів - необхідність забезпечення режиму рідинного тертя. Ця умова може бути записана у вигляді:

$$h_{\text{найм}} \geq h_{\text{min}}^{\text{ж.т.}}, \quad (1)$$

де $h_{\text{найм}}$ – найменший зазор в місці найбільшого зближення поверхонь валу і підшипника в оберненому стані, м;
 $h_{\text{найм}}^{\text{ж.т.}}$ – найменша товщина шару мастила, що забезпечує режим рідинного тертя поверхонь вала і вкладиша в процесі обертання, м;

Приймають:

$$h_{\text{min}}^{\text{ж.т.}} = k (Rz_{\text{в}} + Rz_{\text{о}} + 2), \quad (2)$$

де $Rz_{\text{в}}$, $Rz_{\text{о}}$ - величина шорсткості валу і отвору; k – коефіцієнт запасу дорівнює $k=2$.

З урахуванням існуючих методів обробки і функціональних вимог до шорсткості поверхонь тертя підшипників ковзання можна прийняти для поверхонь вкладишів (отворів і валів $Rz_{\text{о}}$, $Rz_{\text{в}}$) значення в межах від 1,5 до 6,3 мкм, для поверхонь валу - від 0,1 до 5,0 мкм.

Розрахунок найменшого $S_{\text{найм}}$ та найбільшого $S_{\text{найб}}$ функціональних зазорів, при яких вихідна умова задовольняється, ведеться методом послідовних наближень:

$S_{\text{найм}}$, $S_{\text{найб}}$ - задається орієнтовними значеннями, якщо співвідношення (1) не виконується, орієнтовні значення зазорів необхідно змінити: $S_{\text{найб}}$ - у бік збільшення, $S_{\text{найм}}$ - у бік зменшення, і знову перевіряється співвідношення (1). Процес наближення повторюється до тих пір, поки умову рідинного тертя не буде виконано. Для кожного з них $h_{\text{найм}}$ обчислюється і перевіряється співвідношення (1).

Інший шлях - зменшення шорсткості в розумних межах Rz на першому етапі і приймаються з наступних міркувань:

$$S = 2 h_{\text{найм}}. \quad (3)$$

Але це відповідає неусталеному режиму роботи, т. я. шар мастила позбавлений клиновидної форми. Обов'язково повинен бути ексцентриситет у взаємному положенні вала і вкладиша.

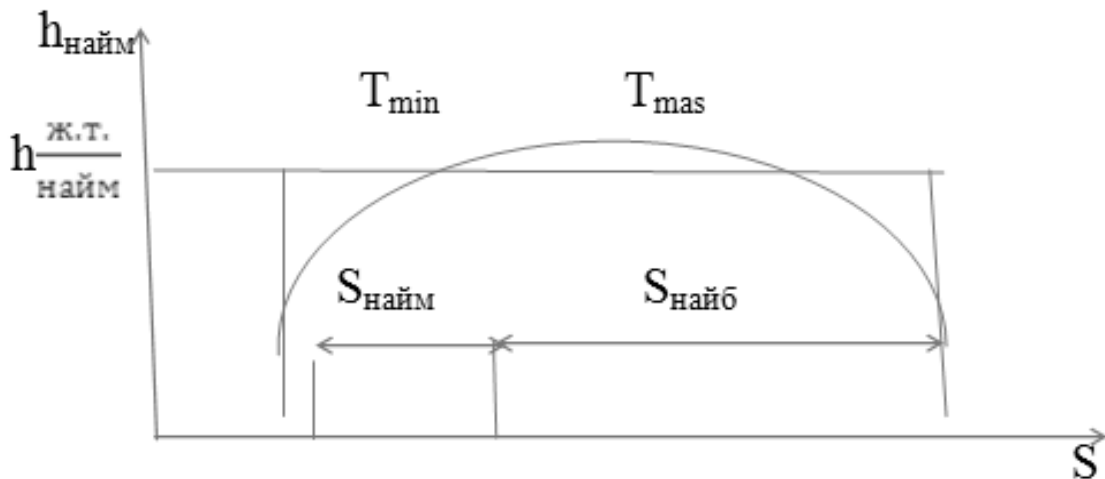


Рисунок 1 – Залежність $h_{\text{найм}} = f(S)$

Тому на першому етапі можна прийняти:

$$S_{\text{найб}} = 3 h_{\text{найм}}^{\frac{\text{ж.т.}}{\text{найм}}}, \quad (4)$$

де $S_{\text{найб}} = 400$ мкм (граничне значення зазору, за яким розрахункові залежності не дотримуються).

Дійсна товщина шару мастила при заданих проміжках визначається за виразом, що одержуються з геометричних співвідношень:

$$h_{\text{найм}} = \frac{S}{2} (1 - \chi), \quad (5)$$

де замість S підставляється значення зазору що перевіряється.

Відносний ексцентриситет χ визначається по залежності, що зв'язує χ з коефіцієнтом завантаженості C_R підшипника і з відносними розмірами $\frac{l}{d}$ підшипника.

При цьому:

$$C_R = \frac{p\psi^2}{\mu\omega}, \quad (6)$$

де $p = \frac{R}{ld}$ середній тиск у підшипнику, Па; R - навантаження; l - довжина і d - діаметр підшипника; $\psi = \frac{S}{d}$ - відносний зазор.

Кутова швидкість обертання валу (рад/с):

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (7)$$

де n – число обертів валу в хвилину;

μ – динамічна в'язкість мастила (Па/с); μ_{50} - динамічна в'язкість мастила при 50°C; t - температура мастила.

Можна прийняти: $t = 100^0$ С і $t = 50^0$ С при $S = S_{\text{найм}}$ і $S = S_{\text{найб}}$.

Після визначення меж інтервалу функціональних зазорів приступають до вибору стандартної посадки.

Посадка вибирається по системі ЄСДП. Умови вибору посадки можуть бути сформульовані наступним чином:

- 1 Доцільність дотримання принципу переваги;
2. $S_{\text{найм}} \leq S \leq S_{\text{найб}}$, де S - зазори стандартної посадки (необхідна умова);
3. З метою забезпечення найбільшого запасу на зношування посадка по зазору повинна бути близькою до нижньої межі функціональних зазорів - $S_{\text{найм}}$;
4. Повинні бути враховані особливості застосування посадок системи отвору і посадок системи валу.

По таблиці для мастила І - 20А знаходимо значення динамічної в'язкості при температурі $t = 50^0$ С:

$$\mu_{50} = 0,015 - 0,020.$$

При розрахунку граничних значень функціонального зазору приймаємо: температуру мастила при $S_{\text{найм}}$ ф- 100^0 С; температуру мастила при $S_{\text{найб}}$ ф- 50^0 С.

Тоді динамічна в'язкість мастила:

- при найменшому функціональному зазорі:

$$\mu_{100} = \mu_{50} \left(\frac{50^0}{t}\right)^3 = 0,015 \left(\frac{50}{100}\right)^3 = 1,88 \cdot 10^{-3} \text{ Па/с};$$

- при найбільшому функціональному зазорі:

$$\mu_{50} = \mu_{50} \left(\frac{50^0}{t}\right)^3 = 0,02 \left(\frac{50}{50}\right)^3 = 0,02 \text{ Па/с}.$$

Кутова швидкість обертання вала в підшипнику:

$$\omega = \frac{3,15 \times 2500}{30} = 261,6 \text{ рад / с}.$$

Середній тиск у підшипнику:

$$P = \frac{P_1}{l d} = \frac{500}{0,1053 \times 0,09} = 5,28 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Найменша товщина шару мастила в підшипнику, що забезпечує режим рідинного тертя, тобто надійне розклинювання поверхонь вала і вкладиша в процесі обертання.

Приймаємо:

– за умов обробки цапфи вала шліфуванням $Rz_b = 1,6$ мкм;

– за умов обробки вкладиша тонким расточуванням $Rz_o = 3,2$ мкм;

– поправки на відхилення умов праці від заданих $Ra = 2$ мкм, коефіцієнт запаса $k=2$.

Тоді:

$$h_{\min}^{\text{ж.т.}} = k (Rz_b + Rz_o + 2) = 2(1,6 + 3,2 + 2) = 13,8 \text{ мкм}.$$

Найменший функціональний зазор:

$$S_{\text{наим.ф.}} = 3 \cdot 13,6 = 40,8 \text{ мкм}.$$

Приймаємо в якості найбільшого функціонального зазору $S_{\text{наиб.ф.}} = 400$ мкм (граничне значення зазору, за яким розрахункові залежності не дотримуються).

Зробимо перевірочний розрахунок.

Для цього необхідно знайти величину відносного зазору. Наименший функціональний зазор:

$$S_{\text{нм.ф.}} = 3 \cdot 13,6 = 40,8 \text{ мкм}.$$

Приймаємо в якості найбільшого функціонального зазору $S_{\text{наиб.ф.}} = 400$ мкм (граничне значення зазору, за яким розрахункові залежності не дотримуються). Виконуємо перевірочний розрахунок.

Для цього необхідно знайти величину відносного зазору:

$$\psi = \frac{S}{d} = \frac{40,8 \cdot 10^{-6}}{9 \cdot 10^{-2}} = 4,53 \cdot 10^{-4}.$$

Знайдемо коефіцієнт навантаженості підшипника при зазорі, рівному

$S_{\text{наиб.ф.}}$:

$$C_R = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{5,28 \cdot 10^4 (4,53 \cdot 10^{-4})^2}{1,88 \cdot 10^{-3} \cdot 261,6} = 0,022031.$$

Враховуючи те, що навантаження на підшипник мале (500 Н), а також те, що $\frac{l}{d} = 1,17$, а $C_R = 0,022$, методом екстраполяції, виходячи з таблиці стандартних вказівок, обчислюємо χ , який виходить приблизно дорівнює $\chi = 0,015$.

В такому разі:

$$h_{\text{найм}} = \frac{S}{2} (1 - \chi) = \frac{40,8}{2} (1 - 0,015) = 20,1 \text{ мкм};$$

$$h_{\text{найм}} > h_{\text{min}}^{\text{ж.т.}} \text{ в такому разі } 20,1 > 13,8.$$

Коефіцієнт навантаженості при зазорі, що дорівнює 400 мкм: Величина відносного зазору:

$$\psi = \frac{S}{d} = \frac{400 \cdot 10^{-6}}{9 \cdot 10^{-2}} = 4,44 \cdot 10^{-3};$$

$$C_R = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{5,28 \cdot 10^4 (4,44 \cdot 10^{-3})^2}{2,02 \cdot 261,6} = 0,1989.$$

Таким же методом χ обчислюємо, отримаємо $\chi = 0,15$.

Тоді:

$$h_{\text{наим}} = (400/2) (1 - 0,15) = 170 \text{ мкм};$$

$$170 > 13,8.$$

Таким чином, визначений інтервал функціональних зазорів:

$$S_{\text{найм.ф.}} = 40,8 \text{ мкм}, \quad S_{\text{наиб.ф.}} = 400 \text{ мкм}.$$

Таким чином, поля допусків і рекомендовані посадки, вибирають з системі отвору стандарту ГОСТ 25347 - 82 "ЄСДП", зазори які задовольняють співвідношенню (1):

$$\frac{H7}{e8} \begin{pmatrix} +0,035 \\ 0 \\ -0,072 \\ -0,126 \end{pmatrix}, \quad \frac{H8}{d9} \begin{pmatrix} +0,054 \\ 0 \\ -0,120 \\ -0,207 \end{pmatrix}, \quad \frac{H8}{e8} \begin{pmatrix} +0,054 \\ 0 \\ -0,072 \\ -0,126 \end{pmatrix}, \quad \frac{H9}{d9} \begin{pmatrix} +0,087 \\ 0 \\ -0,120 \\ -0,207 \end{pmatrix}.$$

З наведених посадок вибираємо посадку $-\frac{H7}{e8}$, що забезпечує найбільший запас на знос.

Поле допуску отвору : $H7^{(+0,035)}$ мм.

Поле допуску вала : $\varnothing 90e8 \left(\begin{smallmatrix} -0,072 \\ -0,126 \end{smallmatrix} \right)$ мм.

Наименьший зазор: $S_{\text{наим.м.}} = EJ - es = 0 - (-0,072) = 0,072$ мм.

Наибольший зазор: $S_{\text{наим.м.}} = ES - ei = 0,035 - (-0,126) = 0,161$ мм.

Запас на износу: $Zz = 0,400 - 0,161 = 0,239$ мм.

Список використаних джерел

1. Теория поршневых и комбинированных двигателей /. [Текст] Под ред. А. О. Орлина, М. Г. Круглова – М.: Машиностроение. 1983. – 372 с.
2. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. [Текст] / М. В. Коровчинский. - М.: Машиностроение, 1959, 186 с.
3. Крагельский И.В. Трение и износ. [Текст] / И. В. Крагельский - М.: Машиностроение, 1968 - 480 с.
4. Кугель Р.В. Испытание на надежность машин и их элементов. [Текст] / Р. М. Кугель - М.: Машиностроение, 1982, 181 с. 5. Повышение износостойкости на основе избирательного переноса. Под редакцией Гаркунова Д.Н. М.: Машиностроение, 1977, 121 с.

Анотация

РАСЧЕТ ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ЗАЗОРОМ

Листопад И.А., Кись В.Н.

Рассмотрен расчетный метод определения посадок с зазором в подшипниках скольжения для вкладышей и шеек коленчатых валов в двигателях внутреннего сгорания

Abstract

CALCULATION OF LANDINGS PDSINEMM SLIP C GAP

I. Listopad, V. Kiss

Considered the calculation method for the determination of landings with a clearance in the bearings for bearings and journals of crankshafts in internal combustion engines

ШНЕКОВІ ОЧИСНИКИ ДИСКОВИХ КОПАЧІВ КОРЕНЕПЛОДІВ З Г-ПОДІБНИМИ СПІРАЛЯМИ

Гевко І.Б. д.т.н., Васильків В.В. к.т.н., Гупка А.Б.

Тернопільський національний технічний університет

Розроблено конструкцію дискового копача із можливістю очищення робочих поверхонь дисків. Проаналізовано й обґрунтовано вибір Г-подібних шнекових очисників. Проведено силовий і кінематичний розрахунок запропонованих шнекових очисників дискових копачів коренеплодів

Постановка проблеми. Основний недолік в конструкціях більшості дискових копачів – відсутність механізму очищення дисків від забруднення, що спричиняють значні енергетичні затрати процесу викопування й низьку якість очищення коренеплодів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемі ефективності роботи шнеків транспортерів присвячені праці Григор'єва А.В. [4], Гевка Б.М. [5], Рогатинського Р.М [5, 8, 10] та інших, в яких були проведені дослідження створення та функціонування гвинтових механізмів. Питаннями сепарації вороху коренеплодів займалися Пилипець М.І. [7], Гевко Р.Б. [3], Ткаченко І.Г. [3, 11], Вивюрка [2, 11] та інші. Дослідженням профілювання гвинтових спіралей та процесами транспортування профільними Г-подібними шнеками займалися Рогатинський Р.М. [9], Васильків В.В. [1] та інші вчені.

Мета роботи. Розроблення конструкції шнекового очисника для ефективного очищення викопуючих дисків коренеплодів від забруднення, що забезпечить зменшення енерговитрат при роботі механізму й підвищення якості очищення коренеплодів.

Реалізація роботи. Враховуючи важкі умови роботи дискових копачів та високі вимоги до якості очищення коренеплодів, а також необхідність зменшення енерговитрат процесу викопування буряків розроблено дисковий копач коренеплодів із Г-подібними шнековими очисниками. Дисковий копач коренеплодів (рис. 1) виконано у вигляді рами 1, на якій встановлено основні вузли та деталі копача, в тому числі і криволінійна вісь 3, на якій встановлено викопуючі диски 4. Для очищення робочих поверхонь дисків від налипання ґрунту встановлено Г-подібні шнекові очисники 2. Від попадання ґрунту в механізм приводу шнекових очисників передбачено захисний кожух 5 [6].

Г-подібні спіралі шнеків мають значну перспективу застосування у транспортно-технологічних системах. Зокрема такі спіралі широко використовуються для подачі сухих, вологих, клейких, кускових, волокнистих продуктів у сільськогосподарському виробництві, в харчовій, будівельній, хімічній та інших галузях промисловості тощо. Проте вони володіють додатковими характеристиками, що, в залежності від нахилу спіралі, можуть проявлятися в якості функції збільшення опору переміщення транспортованого

матеріалу до поверхні переміщення, чи навпаки – зменшення тертя переміщуваного матеріалу до поверхні переміщення. В першому випадку це явище можна широко використовувати при виконанні процесів протирання чи подрібнення різних матеріалів, а в другому - при виконанні процесів відділення та підрізання різних матеріалів від поверхні переміщення.

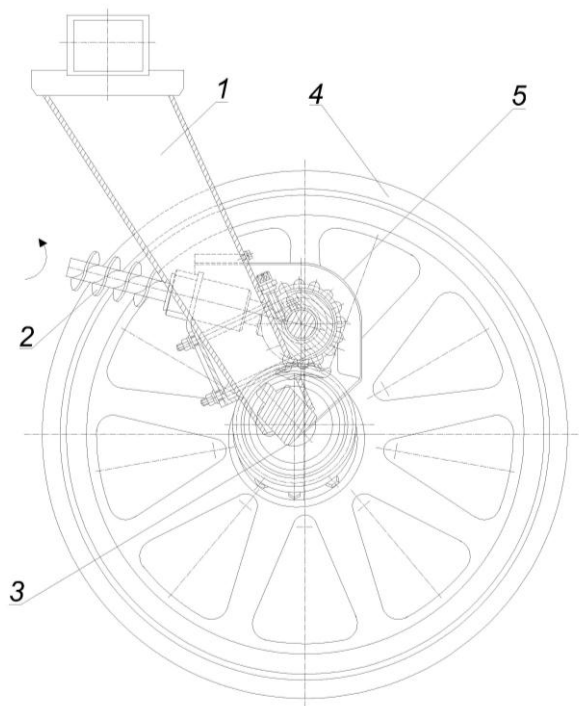


Рис. 1 - Конструкція дискового копача коренеплодів з шнековими очисниками:

1 – рама; 2 – шнековий очисник; 3 – криволінійна вісь; 4 – диск копача; 5 – захисний кожух

Процес викопування коренеплодів супроводжується значним налипання ґрунту й воруху на поверхнях дискових копачів. Тому Г-подібні спіралі шнеків, якими оснащуються викопуючі пристрої, дозволяють ефективно проводити процес їх очищення, що супроводжується зняттям вороху спіраллю з робочої поверхні диска копача. Відповідно за таких умов на силу, необхідну для подолання опору переміщення матеріалу, важливе значення має вплив кута нахилу μ гвинтової спіралі у її поперечному перерізі (рис. 2). Виходячи з цього найбільш доцільно використовувати спіраль з нахиленим зовнішнім контуром у напрямку транспортування, бо вектор нормальної сили між витком і кожухом \bar{N}_1 , який діє на вантаж зі сторони витка, направлений в сторону від дотичної до кожуха під кутом γ_1 .

У радіальній спіралі ця сила практично залишається паралельною дотичній і кут γ_2 змінюється в межах близьких до нульового значення. А у спіралі, зовнішній контур якої нахилений у протилежному напрямку до напрямку транспортування, вектор сили перетинається з дотичною під значним кутом γ_3 . Якщо величина кута γ близька або рівна куту φ_T тертя, то виникає явище заклинювання.

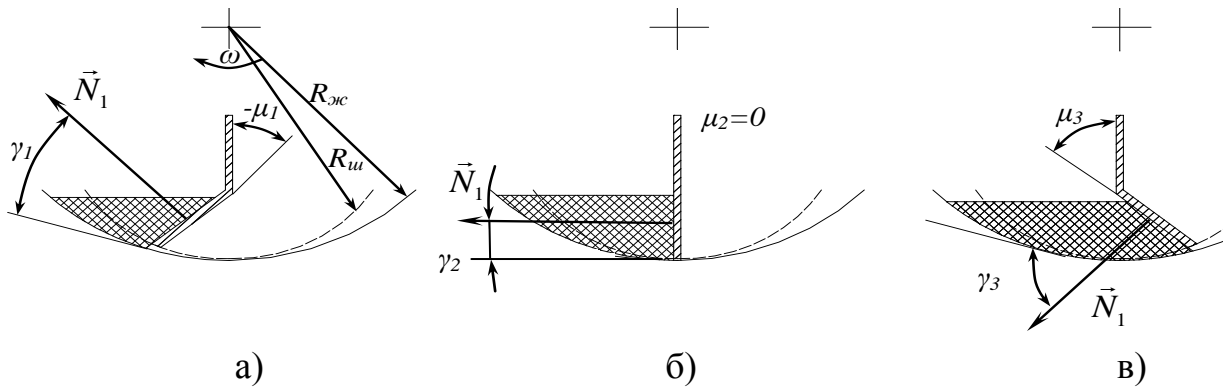


Рис. 2 - Розрахункові схеми для визначення впливу кута нахилу гвинтової стрічки у її поперечному перерізі на процес заклинювання матеріалу:

а) нахил спіралі у напрямку транспортування; б) радіальна спіраль; в) нахил спіралі у протилежному напрямку до напрямку транспортування

Розглянемо умови заклинювання при транспортуванні вантажу витком, нахиленим у протилежному напрямку до напрямку транспортування. Загальне зусилля опору переміщення матеріалу по стінці кожуха в цьому випадку у векторній формі має вигляд [1]:

$$\vec{F}_T = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3, \quad (1)$$

де F_T - загальне зусилля опору переміщення матеріалу;
 F_1 - сила тертя, яка виникає на поверхні витка спіралі;
 F_2 - сила тертя, яка виникає на поверхні кожуха;
 F_3 - додаткове зусилля опору, пов'язане із заклинюванням матеріалу між витком і кожухом.

Врахувавши напрямки векторів зусиль тертя (рис. 3.а) вираз (2) матиме вигляд:

$$F_T = f_2 \left[N_1 \sin \mu + \sqrt{N_1^2 R^2 + N_2^2 - 2N_1 N_2 R \cos(\alpha + \beta)} \right], \quad (2)$$

де f_1 - коефіцієнт тертя матеріалу з лопаткою гвинта;
 f_2 - коефіцієнт тертя матеріалу зі стінкою кожуха;
 N_1 - реакція витка спіралі;
 N_2 - реакція кожуха;
 μ - кут нахилу витка спіралі у його поперечному перерізі;
 α - кут підняття гвинтової лінії: $\alpha = \arctg p / 2\pi r$,
де p - крок гвинта;
 r - зовнішній радіус;
 β - кут між векторами відносної \vec{V}_{II} і абсолютної \vec{V} швидкостей (кутовий параметр);
 R - коефіцієнт: $R = f_1 / f_2$.

З іншої сторони, величина загального зусилля опору переміщення матеріалу рівна (рис. 3.б):

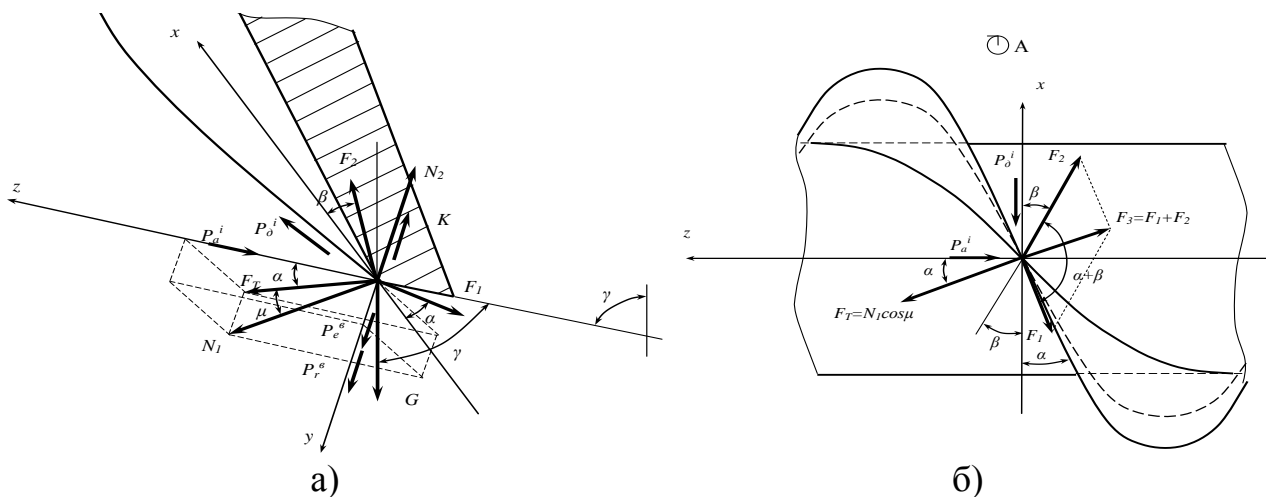


Рис. 3 - Розрахункова схема дії сил:

а) на профільну спіраль шнека; б) прикладених до частинки вантажу на Г-подібній спіралі

$$F_T = N_1 \cos \mu. \quad (3)$$

Підставивши вираз (3) у (2), та розв'язавши рівняння відносно N_1 і N_2 отримаємо:

$$N_2 = N_1 \tilde{\rho}, \quad (4)$$

де $\tilde{\rho} = R \cos(\alpha + \beta) + \sqrt{(\cos \mu - f_2 \sin \mu)^2 - R^2 \sin^2(\alpha + \beta)}$.

Таким чином, вираз (3) з врахуванням (4) матиме вигляд:

$$F_T = N_1 \left[\sqrt{f_1^2 + \tilde{\rho}^2 - 2f_1 f_2 \tilde{\rho} \cos(\alpha + \beta)} - f_2 \sin \mu \right]. \quad (5)$$

Величина реакції N_1 визначається із системи диференціальних рівнянь, що описують переміщення частинки матеріалу, яка спирається на гвинтову поверхню і контактує із стінкою кожуха при нахиленій осі конвеєра:

$$\begin{cases} N_1 \cos \mu \cos \alpha - f_1 N_1 \cos \mu \sin \alpha - P_a^i - G \cos \gamma - f_2 N_2 \sin \beta = 0; \\ G \cos \gamma \sin \varepsilon + f_2 N_2 \cos \beta - f_1 N_1 \cos \mu \cos \alpha - N_1 \cos \mu \sin \alpha - P_d^i = 0; \\ G \sin \gamma \cos \varepsilon + P_e^s + P_r^s - N_2 - K + N_1 \sin \mu = 0, \end{cases} \quad (6)$$

де G - сила тяжіння вантажу;
 γ - кут нахилу осі вала відносно вертикалі;

$$P_d^i - \text{дотична сила інерції: } P_d^i = mr \frac{d^2 \varphi}{dt^2};$$

$$P_e^s - \text{відцентрова сила інерції в переносному русі: } P_e^s = m \omega_0^2 r;$$

$$P_r^s - \text{відцентрова сила інерції у відносному русі: } P_r^s = mr \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2;$$

$$P_a^i - \text{аксіальна сила інерції: } P_a^i = ma \frac{d^2 \varphi}{dt^2};$$

a – кутовий параметр шнека: $a = r \cdot \operatorname{tg} \alpha$;

K - сила Коріоліса: $K = 2m \omega_0 r \frac{d\varphi}{dt}$;

ε - кут, який визначає розміщення точки відносно вертикальної площини: $\varepsilon = \psi + (-\varphi)$, де $\psi = \omega_0 t$ - кут повороту шнека за час t ; φ - кут на який відхиляється частинка при обертанні шнека з постійною кутовою швидкістю ω_0 , (1/с): $\varphi = f(t)$; t - час; $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ - кутова швидкість відносно руху

матеріальної точки; $\sin \beta = a \frac{d\varphi}{dt} / v$; $\cos \beta = r \left(\omega_0 - \frac{d\varphi}{dt} \right) / v$ - тригонометричні функції кутового параметра.

Дослідження, проведені у роботі [4], показали, що період неусталеного руху шнека є короткочасним, і через деякий час він стає стійким, з постійними значеннями середньої осьової швидкості та абсолютної кутової швидкості ω обертового руху (рис. 4). Відповідно $\frac{d\varphi}{dt} = \operatorname{const}$, $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = 0$, а система рівнянь (6) матиме вигляд:

$$\begin{cases} N_1 \cos \mu \cos \alpha - f_1 N_1 \cos \mu \sin \alpha - f_2 N_2 \sin \beta - G \cos \gamma = 0; \\ G \sin \gamma \sin \varepsilon + f_2 N_2 \cos \beta - f_1 N_1 \cos \mu \cos \alpha - N_1 \sin \alpha \cos \mu = 0. \end{cases} \quad (7)$$

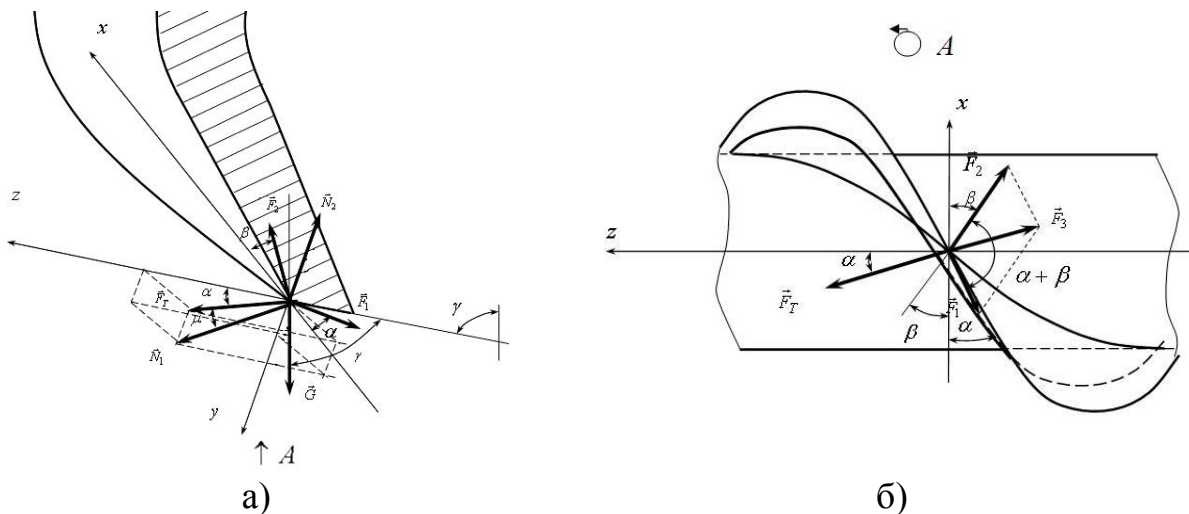


Рис. 4 - Розрахункова схема дії сил при усталеному русі:

а) на профільну спіраль шнека; б) прикладених до частинки вантажу на Г-подібній спіралі

Реакції сил набудуть вигляду:

$$N_1 = \frac{G \sin \gamma \sin \varepsilon \sin \beta - G \cos \gamma \cos \beta}{[f_1 \sin(\alpha + \beta) - \cos(\alpha + \beta)] \cos \mu}; \quad (8)$$

$$N_2 = \frac{(G \sin \gamma \sin \varepsilon \sin \beta - G \cos \gamma \cos \beta) \cdot (\cos \alpha \cos \mu - f_1 \sin \alpha \cos \mu)}{f_2 \sin \beta [f_1 \sin(\alpha + \beta) - \cos(\alpha + \beta)]} - \frac{G \cos \gamma}{f_2 \sin \beta}. \quad (9)$$

Підставивши значення рівняння (8) у (5), отримаємо вираз, який оцінює величину загального зусилля опору переміщення матеріалу у гвинтовій транспортно-технологічній системі:

$$F_T = \frac{Gn(\sin \gamma \sin \varepsilon \sin \beta - \cos \gamma \cos \beta) \left[\sqrt{f_1^2 + \tilde{\rho}^2 - 2f_1 \tilde{\rho} \cos(\alpha + \beta)} - f_2 \sin \mu \right]}{[f_1 \sin(\alpha + \beta) - \cos(\alpha + \beta)] \cos \mu}, \quad (10)$$

де n - кількість витків спіралі.

Згідно виразу (10) для радіально направлено витка ($\mu = 0$) $\vec{F}_T = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$, а можливість заклинювання оцінюється знаменником визначеної функції при $f_1 \sin(\alpha + \beta) - \cos(\alpha + \beta) \Rightarrow 0$.

У випадку нахилу витка спіралі у протилежному до напрямку транспортування із збільшенням кута μ сила F_T зростає, а при нахилі витка у напрямку транспортування із збільшенням кута μ сила F_T зменшується.

Отже, практичне застосування залежності (10) дає можливість оцінювати вплив геометричних характеристик профільних Г-подібних спіралей шнеків на умови переміщення вантажів, а також може бути використано в процесі проектування дискових копачів, оснащених такими гвинтовими елементами.

Висновки. В результаті досліджень доведена практична доцільність використання запропонованого механізму очищення Г-подібними спіралями шнеків робочих поверхонь дисків копачів. Відповідно Г-подібні спіралі шнеків в конструкціях дискових копачів забезпечують значне зменшення енерговитрат на їх очищення від ґрунту та вороху, а також підвищують якість очищення коренеплодів. Встановлено, що найбільш ефективними з точки зору продуктивності та якості очистки дисків є Г-подібні шнеки зі спіралями, що нахилені зовнішнім контуром у напрямку транспортування.

Список використаних джерел

1. Гевко І. Б. Дослідження процесу транспортування вантажів профільними Г-подібними спіралями шнеків / І. Б. Гевко, І. В. Назар, В. В. Васильків // Вісник ТДТУ. – 2001. – Т. 6, № 2. – С.75–80.
2. Гевко І.Б. Дослідження сепарації вороху в шнекових очисниках із радіально зміщеними геометричними осями обертання / І.Б. Гевко, Н.Є. Влас // Науково-практичний журнал «Новинки науки Придніпров'я». Інженерні дисципліни. – Дніпропетровськ, 2005. – № 2. – С. 43–45.
3. Гевко Р.Б. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки/Р.Б. Гевко, І. Г. Ткаченко, С. В. Синій – Луцьк: ЛТДУ, 1999. -168 с.
4. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А. М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
5. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б. М. Гевко, М. Г. Данильченко, Р. М. Рогатинський та ін.]. – Львів : Світ, 1993. – 208 с.

6. Пат. 95391. Україна, МПК А01D 25/02. Дисковий копач коренеплодів / Гевко Б.М. Гупка А.Б., Гупка Б.В., Гудь В.З., Дячун А.Є., заявник і власник патенту Гевко Б.М. Гупка А.Б., Гупка Б.В., Гудь В.З., Дячун А.Є. - № u2014 06788; заявл. 16.06.2014; опубл. 25.12.2014, Бюл. №24.
7. Пилипець М. І. Технологічні основи очистки і сортування коренеплодів / М. І. Пилипець // Зб. наук. пр. НАУ. «Механізація сільськогосподарського виробництва». Т. 4. – К.: НАУ, 1998. – С. 354 -357.
8. Рогатинський Р. Исследование крутных колебаний шнека / Р. Рогатинський, И. Гевко, А. Дячун // Науч. тр. Русенского ун-та «Ангел Кънчев»: Сельскохозяйственная техника и технологии. – 2012. – Том 51, серия 1.1. – С. 42–46.
9. Рогатинський Р.М. Формалізований опис гвинтових профілей / Р. М. Рогатинський, І. Б Гевко, О. Р. Рогатинська // Вісник ХНТУСГ: «Механізація сільськогосподарського виробництва» – 20038. – Т. 1, № 75. – С. 510–516.
10. Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: монографія / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун – Тернопіль : ТНТУ, 2014. – 280 с.
11. Ткаченко І. Г. Результати експериментальних досліджень з визначенням ступеня відділення ґрунту від коренеплодів при їх імпульсному навантаженні / І. Г. Ткаченко Вивюрка Н. Є. // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Випуск 4. Том 1. –Миколаїв: МДАУ, 2002. –С. 133-138.

Аннотація

ШНЕКОВЫЕ ОЧИСТИТЕЛИ ДИСКОВЫХ КОПАТЕЛЕЙ КОРНЕПЛОДОВ С Г-ОБРАЗНЫМИ СПИРАЛЯМИ

Гевко И.Б., Василькив В.В., Гупка А.Б.

Разработана конструкция дискового копача с возможностью очистки рабочих поверхностей дисков. Спроектирован оригинальный механизм привода шнековых очистителей. Проанализированы и обоснован выбор Г-подобных шнеков очистителей. Проведены соответствующие силовые и кинематические расчеты предложенных шнековых очистителей дисковых копателей корнеплодов

Abstract

WORM CONVEYORS CLEANERS DISK ROOTS DIGGERS OF THE Г-SHAPED SPIRAL

I. Gevko, V. Vasulkiv, A. Gypka

The design of disk digger with the possibility of cleaning work surfaces drives. Designed original screw drive mechanism cleaners. The analysis and the choice of Г - like screws. An appropriate power and kinematic calculations suggested screw disc cleaners roots diggers

ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ЧИСТОВОМУ ТОЧЕННІ РІЗЦЯМИ ІЗ ПНТМ

Коломієць В.В. д.т.н., Фабричнікова І.А. к.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Проведене дослідження доводить, що під час чистового точіння матеріалів різцями із ПНТМ відбувається зміцнення поверхневого шару, яке має великий вплив на експлуатаційні характеристики деталей машин, і в умовах агропромислового виробництва дозволяє замінити операції абразивної обробки

Постановка проблеми. Виготовлення в агропромисловому виробництві складних механічних систем і деталей машин новітнього покоління неможливе без використання інструментів з композитних матеріалів, які повинні забезпечувати високу якість оброблених поверхонь [1]. Фізичний стан поверхневого шару деталей машин робить основний вплив на їх експлуатаційні характеристики і довговічність, тому зміни фізико-хімічних і експлуатаційних властивостей робочих поверхонь в заданому напрямку є актуальною науково-практичною задачею.

Результати досліджень. До таких інструментальних композитів, які мають високу стійкість, надійність і забезпечують високу якість оброблених поверхонь, відносяться полікристалічні надтверді матеріали на основі кубічного нітриду бору.

Залишкові напруги, структурний стан і мікротвердість особливо впливають на експлуатаційні властивості деталей машин при остаточних методах обробки. Встановлено, що наявність у поверхневому шарі залишкових напружень розтягу призводить до низької працездатності деталей та малої їх довговічності.

Застосування при чистовій обробці інструментів з надтвердих матеріалів (ПНТМ) призводить до утворення в поверхневому шарі тільки стискаючих залишкових напружень, які збільшують працездатність деталей [2].

Перевірка величин залишкових напружень показала, що при обробці загартованої сталі різцями з ельбору-Р в поверхневому шарі утворюються тільки стискаючі тангенціальні і радіальні залишкові макронапруження з глибиною залягання до 0,1 мм.

Величина і ступінь деформації металу при точінні залежить від ряду факторів, поєднання яких визначає фізичний стан поверхневого шару. Важливим при цьому є поєднання твердості оброблюваної поверхні і геометрії інструменту. З геометричних параметрів різального інструмента на процес зміцнення поверхневого шару оброблюваної деталі основний вплив має

величина переднього кута, від якого залежить утворення стружки (усадка стружки ξ і величина кута зсуву β) [3].

Так під час чистового точіння деталей, відновлених наплавочними матеріалами різної твердості Нп-12Х18Н9Т (HRC 35) та ПП-Нп-10Х14Т (HRC 52) різцями з твердого сплаву Т15К6 і з надтвердого матеріалу на основі нітриду бору типу гексаніт-Р (К10) і кіборит (К11), при зміні переднього кута γ від 0° до -30° глибина наклепаного шару змінюється по-різному. Якщо при точінні матеріалу з більшою схильністю до наклепу Нп-12Х18Н9Т різцями з твердого сплаву Т15К6 глибина наклепаного шару змінюється в 1,8 рази, то при точінні матеріалу з меншою схильністю до наклепу ПП-Нп-10Х14Т цими ж різцями глибина наклепу змінюється у 1,5 рази (рис.1 а).

При такій же обробці цих наплавлених матеріалів різцями з надтвердих матеріалів глибина наклепаного шару від зміни величини переднього кута змінюється в більшій мірі. Так при точінні матеріалу Нп-12Х18Н9Т глибина наклепаного шару від зміни переднього кута збільшується в 2,8 рази, а при точінні матеріалу ПП-Нп-10Х14Т вона в два рази менше. Тому величина переднього кута при точінні матеріалів високої твердості повинна вибиратися з умови максимальної міцності ріжучого інструменту, при якій спостерігається його висока стійкість.

У міру зношування різального інструменту з будь-якого інструментального матеріалу збільшується радіус округлення його ріжучих кромки і при великій величині зносу його значення при чистовому точінні стає більше товщини зрізу ($\rho > a$).

Крім того встановлено, що при збільшенні зносу різця по задній поверхні сильно збільшується радіальна складова сили різання P_r , яка робить основний вплив на глибину шару наклепу (рис.1 б).

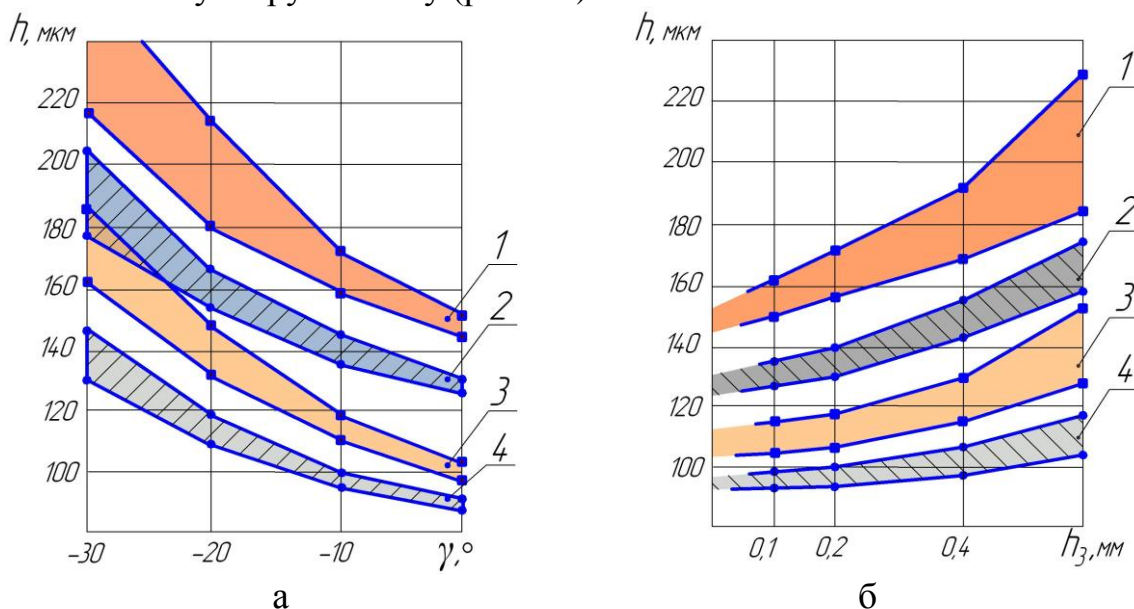


Рисунок 1 – Вплив переднього кута γ під час чистового точіння на глибину наклепу а та вплив зносу різця h_3 під час чистового точіння на глибину наклепу б:

1 – ПП-Нп-10Х14Т різцями із \blacksquare — \blacksquare Т15К6; 2 – ПП-Нп-10Х14Т різцями із \circ — \circ гексаніту-Р; 3 – Нп-12Х18Н9Т, різцями із \blacksquare — \blacksquare Т15К6; 4 – Нп-12Х18Н9Т, різцями із \circ — \circ гексаніту-Р.

Але величина зносу інструменту більше впливає на характеристики наклепу з одночасною зміною і швидкості різання. З таблиці 1 видно, що при збільшенні швидкості різання v глибина і ступінь наклепу мають екстремальний характер з мінімумом при оптимальній швидкості різання для даного оброблюваного матеріалу.

Таблиця 1 – Характеристики наклепу Нп-12Х18Н9Т після точіння різцями із гексаніту–Р

Швидкість, різання м/с	Глибина наклепу, h, мм				Ступінь наклепу, N, %			
	Знос різця по заданій поверхні, h _з , мм							
	0,1	0,2	0,4	0,6	0,1	0,2	0,4	0,6
1,5	0,13	0,14	0,16	0,19	18	26	42	58
2,0	0,09	0,10	0,12	0,15	15	23	35	42
2,5	0,08	0,09	0,11	0,13	13	20	28	38
3,0	0,09	0,10	0,12	0,14	14	22	33	41
3,5	0,11	0,12	0,14	0,17	16	25	40	48
4,0	0,13	0,14	0,16	0,20	18	28	43	58

Примітка: S = 0,1 мм/об; t = 0,2 мм. Без охолодження ЗОР.

Розвиток сучасного машинобудування пов'язано зі збільшенням зносостійкості різального інструменту для підвищення ефективності процесів обробки. В даний час одним з ефективних шляхів підвищення працездатності різального інструменту із ПНТМ на основі кубічного нітриду бору є нанесення на його робочі поверхні зносостійких покриттів. Застосування таких покриттів змінює властивості інструментального матеріалу, адгезійну активність по відношенню до оброблюваного матеріалу, істотно впливаючи на характеристики процесу різання.

Зниження адгезійної взаємодії інструменту з матеріалом деталі зменшує коефіцієнта тертя і, як наслідок, температур різання. Дослідженнями [4] доведено, що при змінах коефіцієнта тертя на контактних поверхнях відбувається перерозподіл напруг, що і призводить до зниження температур різання. Цей фактор необхідно враховувати при розрахунках товщини шару наклепу.

Отже застосування різального інструменту із ПНТМ дозволить замінити операції абразивної обробки чистовим точінням, щоб зменшити відсоток браку через припикання, наявність мікротріщин та інших дефектів шліфованої поверхні [5].

Висновки. Таким чином доведено, що під час чистового точіння матеріалів різцями із ПНТМ в результаті пружних пластичних деформацій відбувається значне зміцнення поверхневого шару, яке має великий вплив на експлуатаційні характеристики деталей машин.

Список використаних джерел

1. Клименко, С.А. Вплив зносостійкого покриття n-TiC/ α -C на працездатність інструментів із ПНТМ на основі КНБ [Текст] / С.Ан.

- Клименко, Ю.Е. Рижов, В.В. Бурикін, А.С. Манохін // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. 2013. – №3 (69). – С.191-197.
2. Кравченко, Б.А., Чертов, Л.Я., Шин, И.Г. Формирование остаточных напряжений при точении твердых сплавов резцами из карбонадо [Текст] // Вестник машиностроения, 1981. – №12. – С.48-49.
 3. Коломиец, В.В. Новые инструментальные материалы и область их применения [Текст] // Учебное пособие. – Киев: УМК ВО, 1990. – 64с.
 4. Копейкина, М.Ю. Работоспособность режущего инструмента, оснащенного ПСТМ на основе КНБ с вакуумно-плазменным покрытием [Текст] / М.Ю. Копейкина, С.А. Клименко, Ю.А. Мельнийчук [и др.] // Сверхтвердые материалы. 2008. – № 5. – С. 87 - 97.
 5. Обработка резанием деталей с покрытиями. [Текст] /С.А. Клименко, В.В. Коломиец, М.Л. Хейфец, А.М. Пилипенко, Ю.А. Мельнийчук, В.В. Бурыкин. Под общ. ред. С.А. Клименко. – Киев: ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины, 2011. – 353 с.

Аннотация

УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ЧИСТОВОМ ТОЧЕНИИ РЕЗЦАМИ ИЗ ПСТМ

Коломиец В.В., Фабричникова И.А.

Проведенное исследование доказывает, что во время чистового точения материалов резцами из ПСТМ происходит упрочнение поверхностного слоя, которое имеет большое влияние на эксплуатационные характеристики деталей машин, и в условиях агропромышленного производства позволяет заменить операции абразивной обработки

Abstract

THE HARDENING OF PARTS WHEN FINISHING TURNED CUTTERS WITH PSHM

V. Kolomiets, I. Fabrichnikova

The study proves that during finish turning materials cutters from PSHM occurs hardening of the surface layer, which has a great influence on the performance of machine parts, and in terms of agricultural production allows to replace the abrasive machining operation

РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ БАГАТОШАРОВОГО ОСКЛІННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Сметанкін В.О., к. т. н., проф., Сметанкіна Н.В., д. т. н., пров. н. с.,
Сметанкін О.В., викладач

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
Харківський патентно-комп'ютерний коледж*

Запропоновано метод розрахунку міцності багатошарового оскління наземних транспортних засобів при впливі імпульсних та ударних навантажень. Модель оскління базується на уточненій теорії багатошарових пластин. Досліджено напруження у шарах оскління автомобільної техніки під дією повітряної ударної хвилі та ударі кульовим індентором.

Постановка проблеми. Однією з найважливіших проблем при ліквідації наслідків техногенних аварій є забезпечення ефективної й надійної експлуатації наземного транспорту та безпека особового складу при виконанні рятувальних робіт. Вагома складова цієї проблеми – забезпечення міцності елементів конструкцій спеціальної техніки. Особливу увагу треба приділити осклінню, як одному з відповідальних елементів, від яких залежить життя людей [1, 2]. Воно повинно задовольняти вимоги щодо ударної міцності, вогнестійкості та надійності при умові збереження своїх експлуатаційних характеристик. Тому розрахунок та проектування елементів оскління спеціальної техніки, що відповідають зазначеним вище вимогам безпеки є актуальною проблемою.

Аналіз публікацій за темою дослідження. Практична робота зі створення захисного оскління транспортних засобів привела до створення ГОСТ Р 51136-2008 [1]. Стандарт на безпечні багатошарові й загартовані стекла для засобів наземного транспорту (автомобілів, автобусів, тракторів, сільськогосподарських, будівельних і дорожньо-будівельних машин) регламентується ГОСТ 5727-88 [3]. При цьому методи дослідження міцності оскління засновані на емпіричних даних і спрощених моделях [4].

Як правило, автомобілі спеціальної техніки виробляються на базі шасі існуючих вантажівок (КамАЗ, ЗІЛ, МАЗ, КрАЗ). Найчастіше в кабінах використовуються плоскі стекла. Оскління кабін виконується із загартованих одношарових стекол (сталініту) чи тришарових (триплекса). Закріплення вітрових стекол і стекол задньої панелі в прорізах здійснюється за допомогою гумового ущільнювача, який фіксується по периметру закладення замком із полімерного матеріалу чи гуми, Це дозволяє розглядати елементи оскління як шарнірно оперті пластини.

У роботі [5] встановлено, що створення захисного скла для спецтехніки

вимагає комплексного підходу і не припускає спрощеного розв'язання проблеми за рахунок звичайного наклеювання багатошарової полімерної плівки на раніше встановлене скло в рамі. Показано, що на сьогоднішній день триплекс (тобто багатошаровий склоблок) дешевше скла з багатошаровою полімерною плівкою.

Невирішеною проблемою залишається розробка ефективних методів розрахунку міцності багатошарового оскління в умовах дії аварійних навантажень, що виникають у результаті різноманітних вибухів.

Метою роботи є створення математичної моделі і розробка методу розрахунку міцності безпечного багатошарового оскління спецтехніки при впливі повітряної ударної хвилі та ударному навантаженні на основі уточненої теорії багатошарових пластин.

Математична модель багатошарового оскління. Будемо розглядати багатошарове скло як прямокутну багатошарову шарнірно оперту пластину, яка зібрана із I шарів постійної товщини h_i ($i = \overline{1, I}$). Динамічна поведінка пластини описується на основі кінематичних гіпотез, які враховують деформації поперечного зсуву, обтиснення по товщині та інерції обертання нормального елемента у межах кожного шару [6]. Контакт між шарами виключає їх розшаровування і взаємне проковзування. Для пакета шарів справедлива гіпотеза ламаної лінії. З урахуванням цих кінематичних гіпотез переміщення точки i -го шару мають вигляд

$$u_k^i = u_k + \sum_{j=1}^{i-1} h_j u_{3+I(k-1)+j} + (z - \delta_{i-1}) u_{3+I(k-1)+i}, \quad k = 1, 2, 3, \quad i = \overline{1, I}, \quad (1)$$

де $\delta_i = \sum_{j=1}^i h_j$, $\delta_{i-1} \leq z \leq \delta_i$; h_i – товщина i -го шару; $u_k = u_k(x, y, t)$ ($k = 1, 2, 3$) –

переміщення точки координатної поверхні в напрямку координатних осей; $u_{3+I(k-1)+i} = u_{3+I(k-1)+i}(x, y, t)$ ($k = 1, 2$) – кути повороту нормального елемента в i -му шарі навколо координатних осей; $u_{3+2I+i} = u_{3+2I+i}(x, y, t)$ – обтиснення нормального елемента в i -му шарі; t – час.

Метод розв'язання. Спочатку розглянемо вплив ударного навантаження. По пластині наноситься удар кульовим індентором радіуса R і масою M по зовнішній поверхні першого шару пластини. Індентор скидається на пластину з висоти H та у момент зіткнення з пластиною має швидкість

$$V = \sqrt{2gH},$$

де g – прискорення вільного падіння.

Рівняння руху індентора має вигляд

$$M z_{,tt} = M g - F, \quad z(0) = 0, \quad z_{,t}(0) = V,$$

де: $z = z(t)$ – переміщення індентора;

$F = F(t)$ – сила контактної взаємодії індентора й пластини.

Контактне зближення α враховується на основі розв'язання задачі Герца про вдавнення кулі в пружний півпростір [7]. Умова сумісності

переміщень записується як

$$w_0 + \alpha - z = 0,$$

$$\text{де } \alpha = \kappa_1 F^{2/3}, \quad \kappa_1 = \left[\frac{9(\theta_1 + \theta)}{256R} \right]^{1/3}, \quad \theta_1 = \frac{4(1 - \nu_1^2)}{E_1}, \quad \theta = \frac{4(1 - \nu^2)}{E}; \quad E, \nu -$$

модуль Юнга й коефіцієнт Пуассона матеріалу, з якого виготовлений індентор; E_1, ν_1 – аналогічні характеристики матеріалу першого шару пластини.

З варіаційного принципу Остроградського-Гамільтона [6] одержуємо рівняння руху пластини під впливом ударного навантаження та граничні умови.

Шукані функції та навантаження розвиваються у тригонометричні ряди

$$u_j(x, y, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \phi_{jmn}(t) B_{jmn}(x, y), \quad p_j(x, y, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} p_{jmn}(t) B_{jmn}(x, y), \quad (2)$$

$$\text{де } B_{1mn} = \cos \frac{m\pi x}{A} \sin \frac{n\pi y}{B}, \quad B_{2mn} = \sin \frac{m\pi x}{A} \cos \frac{n\pi y}{B}, \quad B_{3mn} = \sin \frac{m\pi x}{A} \sin \frac{n\pi y}{B},$$

$$B_{3+i mn} = B_{1mn}, \quad B_{3+I+i mn} = B_{2mn}, \quad B_{3+2I+i mn} = B_{3mn}, \quad j = \overline{1, 3I+3}, \quad i = \overline{1, I};$$

A та B – розміри пластини у плані.

Розвинення контактної сили в тригонометричний ряд (2) має вигляд

$$p_{3mn} = \frac{12F(t)}{AB\rho_{mn}^2} \sin \frac{m\pi x_0}{A} \sin \frac{n\pi y_0}{B} \left(\frac{\sin \rho_{mn}}{\rho_{mn}} - \cos \rho_{mn} \right), \quad \rho_{mn} = \pi a(t) \sqrt{\frac{m^2}{A^2} + \frac{n^2}{B^2}}.$$

Таким чином, задача про коливання багатошарової пластини для кожного зі значень m і n зводиться до системи звичайних диференціальних рівнянь

$$[\mathbf{\Omega}^{mn}] \Phi_{mn}'' + [\mathbf{\Lambda}^{mn}] \Phi_{mn} = \mathbf{P}_{mn}, \quad (3)$$

де Φ_{mn} та \mathbf{P}_{mn} – вектори, компонентами яких є коефіцієнти розвинень (2),

$$\Phi_{mn} = \{\Phi_{jmn}(t)\}, \quad \mathbf{P}_{mn} = \{p_{jmn}(t)\}, \quad j = \overline{1, 3I+3}.$$

У рівняннях (3) $[\mathbf{\Omega}^{mn}]$ та $[\mathbf{\Lambda}^{mn}]$ – квадратні симетричні матриці [6]. Система (3) інтегрується за допомогою однокрокового методу [6], який базується на розвиненні розв'язку в ряд Тейлора.

Розв'язок рівняння руху індентора одержуємо на основі інтегрального перетворення Лапласа. Значення контактної сили $F(t)$ визначається з умови сумісності переміщень індентора та пластини. Після визначення коефіцієнтів розвинення шуканих функцій (2) обчислюються переміщення (1) та напруження у шарах пластини.

Найчастіше розрахунок динамічної міцності елементів автомобільної техніки під дією ударної хвилі замінюється на розрахунок під дією статичних сил з урахуванням коефіцієнта динамічності [1].

Пропонується вплив повітряної ударної хвилі описувати експоненціальною залежністю [2]

$$p_3(x, y, t) = \Delta p_\phi \exp\left(-\frac{t}{T}\right), \quad (4)$$

де Δp_ϕ – надлишковий тиск на фронті ударної хвилі. Параметр T залежить від тривалості фази стискання.

Коефіцієнт розвинення навантаження (4) у ряд (2) має вигляд

$$P_{3mn} = \frac{4}{m\pi^2} \Delta p_\phi \exp\left(-\frac{t}{T}\right) (\cos m\pi - 1)(\cos n\pi - 1).$$

Чисельні дослідження міцності оскління при імпульсних та ударних навантаженнях. Згідно Держстандарту [3] вітрові стекла повинні витримувати удар кулею масою 227 г при температурі +40 °С та -20 °С. З десяти випробуваних при кожному значенні температури зразків не менш ніж вісім не повинні розбиватися на окремі частини й не менш чим для вісьмох куля не повинна проходити через зразок.

Досліджено вплив швидкості зіткнення при ударі сталеву кулею масою 227 г та радіусом 20 мм на максимальні розтягуючі напруження на прикладі вітрового скла КамАЗ-5320 з розмірами у плані $A=1024$ мм, $B=662$ мм. Оцінка міцності оскління проводилася на основі першої теорії міцності. Допустиме значення розтягуючих напружень $\sigma_{\max}=120$ МПа. Шари мають наступні характеристики: $h_1=5$ мм, $E_1=6,8 \cdot 10^4$ МПа, $\nu_1=0,22$, $\rho_1=2500$ кг/м³ ($i=1, 3$); $h_2=2$ мм, $E_2=280$ МПа, $\nu_2=0,38$, $\rho_2=1200$ кг/м³ (ρ_i – густина матеріалу i -го шару).

На рис. 1 показано змінення у часі напружень на зовнішній поверхні третього шару скла для різних значень швидкості зіткнення. При $V=7$ м/с напруження наближаються до допустимих значень, а при $V=10$ м/с та $V=13$ м/с відбувається руйнування скла.

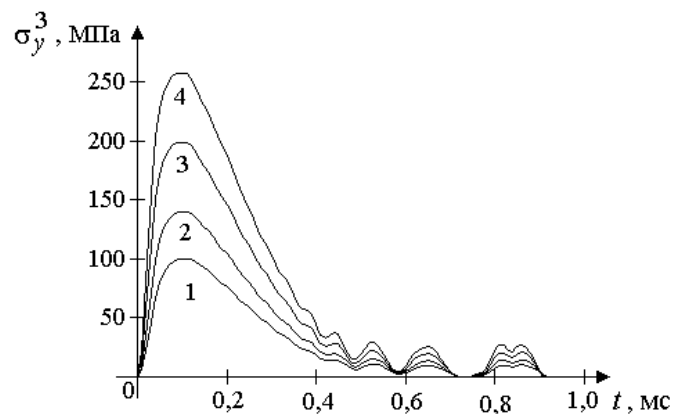


Рис. 1. Залежність напружень в осклінні від часу при різних швидкостях зіткнення: 1 – $V=5$ м/с, 2 – $V=7$ м/с, 3 – $V=10$ м/с, 4 – $V=13$ м/с

Також досліджено вплив маси кулі на напруження при швидкості зіткнення $V=5$ м/с. На рис. 2 наведені залежності напружень від часу. Коли

маса кулі дорівнює 400 г, напруження наближаються до своїх допустимих значень, при масі 500 г оскління руйнується.

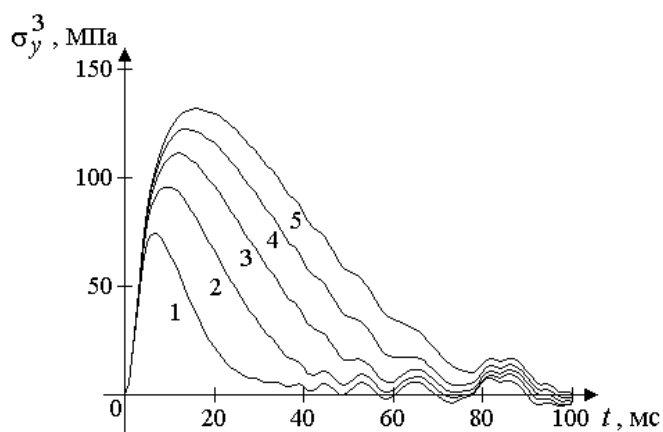


Рис. 2. Залежність напружень в осклінні від часу при ударі кулею різної маси:
1 – $M = 100$ г, 2 – $M = 200$ г, 3 – $M = 300$ г, 4 – $M = 400$ г, 5 – $M = 500$ г

При дослідженні впливу ударної хвилі надлишковий тиск на фронті ударної хвилі є рівним $\Delta p_{\phi} = 30$ кПа, час дії складає 1 с.

Розглянуто деформування оскління вітрового скла автомобіля КамАЗ-5320 під дією ударної хвилі з надлишковим тиском на фронті хвилі $\Delta p_{\phi} = 30$ кПа та часом дії 1 с. Встановлено, що максимальне значення розтягуючого напруження (100 МПа) не перевищує допустимого значення.

Висновки й перспективи подальших досліджень. На основі уточненої теорії розроблено аналітико-чисельний метод розрахунку на динамічну міцність оскління автомобільної техніки при впливі ударної хвилі та ударі твердим тілом. Визначені маса та швидкість індентору, за яких напруження в осклінні досягають допустимих значень. Проведено дослідження нестационарного напружено-деформованого стану оскління під дією ударної хвилі. Встановлено, що максимальне напруження у шарах не перевищило допустимого значення. Запропонований підхід може бути використаний при проектуванні безпечного багат шарового оскління засобів наземного транспорту з урахуванням аварійних впливів.

Список використаних джерел

1. ГОСТ Р 51136-2008. Стекла защитные многослойные. Общие технические условия. Принято и введено в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 29 сентября 2008 г. № 222-ст – 15 с.
2. Бруль С.Т. К вопросу о моделировании воздействия ударной волны на корпус боевой машины / С.Т. Бруль, А.Ю. Васильев // Вісник НТУ «ХП» Машиноведение и САПР.– 2005. – №53. – С. 29–34.
3. ГОСТ 5727–88. Стекло безопасное для наземного транспорта. Общие технические условия. Принято и введено в действие Постановлением Госстандарта России от 27.08.2001 N 353-ст – 5 с.

4. Голяков В.И. Метод расчета взрывозащитного остекления / В.И. Голяков, А.А. Дайлов, В.А. Кишкин // Системы безопасности.– 2004.– № 4.– С. 26–27.
5. Мильков В.Г. Двухосноориентированная полиэтилентерефталатная пленка. Всегда ли необходима в пулестойком и взрывобезопасном остеклениях? / В.Г. Мильков // Технологии безопасности.– 2004.– № 6.– С. 24–26.
6. Сметанкина Н.В. Нестационарное деформирование, термоупругость и оптимизация многослойных пластин и цилиндрических оболочек / Н.В. Сметанкина. – Харьков: Изд-во «Міськдрук», 2011.– 376 с.
7. Jones N. Structural impact / N. Jones. – Cambridge: Cambridge Univ. Press, 1989. – 320 p.

Аннотация

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ МНОГОСЛОЙНОГО ОСТЕКЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ НАГРУЗКАХ

Сметанкин В.А., Сметанкина Н.В., Сметанкин А.В.

Предложен метод расчета прочности многослойного остекления наземных транспортных средств при воздействии импульсных и ударных нагрузок. Модель остекления основана на уточненной теории многослойных пластин. Исследованы напряжения в слоях остекления автомобильной техники при воздействии воздушной ударной волны и ударе шаровым индентором.

Abstract

CALCULATION OF STRENGTH OF MULTILAYER GLAZING OF VEHICLES AT NONSTATIONARY LOADINGS

Smetankin V.A., Smetankina N.V., Smetankin A.V.

The method of strength calculation of the multilayer glazing at impulse and impact loadings vehicles is offered. The glazing model is based on the refined theory of multilayer plates. Stresses in layers of automobile technics glazing are investigated under an air shock wave and impact by spherical indenter.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЩЕТОЧНОЙ ОБРАБОТКИ, УЛУЧШАЮЩЕЙ УСЛОВИЯ ТРУДА, НА СВОЙСТВА НАПЫЛЯЕМОГО ИЗНОСОСТОЙКОГО ПОКРЫТИЯ

Лузан С.О. д.т.н., проф., Кириенко Н.М. к.т.н., доц.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Установлено, что щеточная обработка повышает прочность сцепления газопламенного покрытия ПГ-10Н-01, снижает пористость и уровень остаточных напряжений растяжения, повышает его износостойкость. Определена зависимость скорости изнашивания покрытия ПГ-10Н-01 от скорости вращения металлической щетки.

Введение. Практика эксплуатации машин и оборудования подтверждает, что наиболее распространенной причиной их выхода из строя, в 80 случаях из 100, является не поломка, а износ и повреждение рабочих поверхностей [1–4].

Развитие конструкций машин происходит при постоянном стремлении к увеличению их производительности, что почти всегда сопровождается повышением механической и тепловой напряженности подвижных сопряжений деталей [1]. При этом ставятся задачи достижения высокой надежности и долговечности машины, снижения ее массы, сокращения расхода дефицитных материалов. Известно, что повышение долговечности машины даже в небольшой степени ведет к значительной экономии металла, уменьшению затрат на производство запасных деталей; сокращается число и объем ремонтов, а следовательно, увеличивается количество фактически работающих машин [1].

Одним из путей решения этой проблемы – применение современных технологий нанесения защитных покрытий, таких как газопламенное и плазменное напыление.

Анализ публикаций и исследований. Анализ существующих методов газотермического нанесения покрытий показал, что все они имеют как достоинства, так и недостатки [5]. Одним из наиболее эффективных методов нанесения износостойких металлических покрытий на детали машин является газопламенное напыление. Основными его достоинствами являются компактность, простота и мобильность используемого оборудования, что позволяет производить работы по восстановлению или упрочнению деталей непосредственно у заказчика. Однако, наряду с достоинствами, способ имеет и недостатки: невысокую прочность сцепления покрытия с основой, достаточно высокий уровень остаточных напряжений, пористость, которые существенно

ограничивают область его применения.

Уменьшить или устранить указанные недостатки возможно путем совершенствования технологии нанесения покрытий, подготовки напыляемой поверхности и дополнительным воздействием на напыляемое покрытие, как в процессе напыления, так и после него.

Усовершенствованию способов газотермического напыления посвященные работы В.Н. Коржа, С.В. Петрова, А.Ф. Пузрякова, Ю.А. Харламова, К.А. Ющенко и других авторов [6-10].

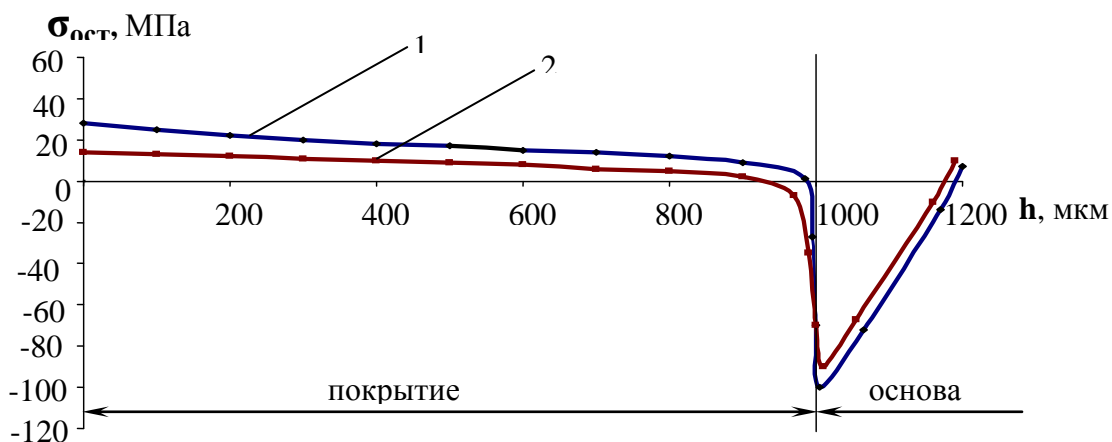
По данным исследований [11,12], износ поверхностей деталей тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин распределяется примерно следующим образом: цилиндрические – 52%; конические и сферические – 3%; шлицы – 3%; пазы, канавки, лыски – 5%; резьбы – 10%; плоские поверхности – 1%; зубья шестерен – 2%; профильные, фасонные поверхности – 1%; трещины и изломы – 9%; нарушения геометрической формы – 13%.

Необходимо отметить, что наибольшее число деталей (около 83%) имеет износ до 0,6 мм [12]. Из них износ до 0,1 мм – 52%, до 0,2 – 12%, до 0,3 – 10%, до 0,4 – 1%, до 0,5 – 5% и до 0,6 – 3%, что соответствует технологическим возможностям газопламенного способа нанесения покрытий.

Поэтому проблема повышения качества напыляемых покрытий, в том числе прочности сцепления и его износостойкости, является актуальной.

Цель исследования. Установить влияние параметров щеточной обработки напыляемой поверхности детали и покрытия на его свойства: прочность сцепления покрытия с основой, пористость, уровень остаточных напряжений и износостойкость.

Результаты исследования. Результаты исследования распределения остаточных напряжений в газопламенном покрытии и стальной основе при использовании щеточной обработки ($n=2100$ об/мин, $N=3$ мм, $d_i=0,8$ мм и $l_i=40$ мм) показали, что уровень растягивающих остаточных напряжений в покрытии снизился. Например, в слое расположенном на расстоянии от поверхности основы 0,5 мм с 20 до 10 МПа (рис. 1).



1 – струйно-абразивная; 2 – щеточная обработки

Рис. 1 – Распределение остаточных напряжений в покрытии ПГ-10Н-01 и основе – сталь 45

Кроме того, влияние такой обработки распространяется и на переходную зону покрытие-подложка. В покрытии со стороны подложки величина напряжений сжатия снижается со 110 до 80 МПа, что объясняется пластической деформацией при обработке. Перераспределение и снижение напряжений приводит к существенному повышению прочности газотермического покрытия с 50 до 75 МПа. Повышение скорости обработки до 2100 об/мин способствует снижению максимальных напряжений растяжения в покрытии на 20–40 % (рис. 2).

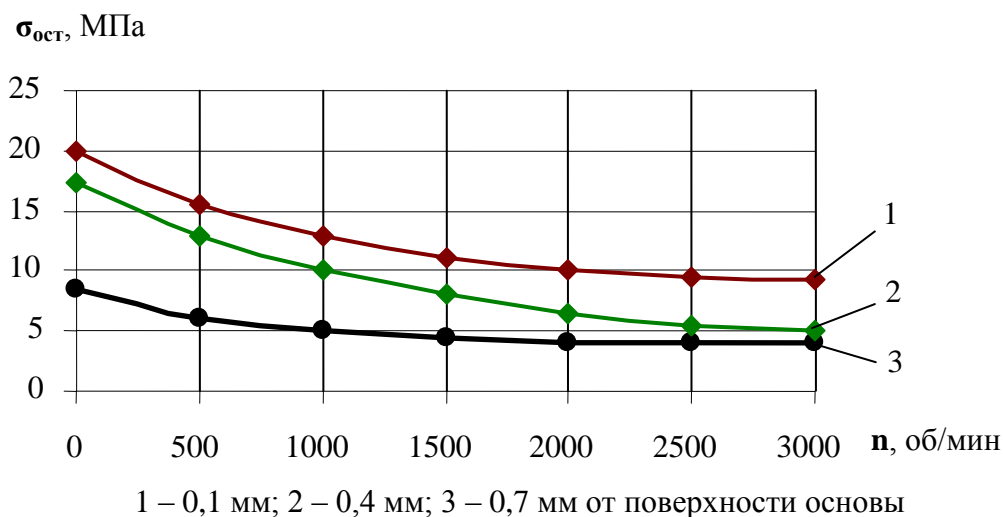


Рис. 2 – Изменение остаточных напряжений в покрытии ПГ-10Н-01 в зависимости от скорости вращения щетки при натяге 3 мм

Ранее проведенными исследованиями были установлены зависимости прочности сцепления покрытия от скорости вращения щетки и свободной длины игл (рис. 3) [13]. Из анализа рисунка видно, что есть точка максимума прочности сцепления покрытия с основой, зависящая от скорости вращения щетки и свободно длины игл, которая составляет 28 МПа.

Результаты исследований влияния скорости обработки и натяга на пористость представлены на рис. 4.

С увеличением натяга до 3 мм и скорости вращения щетки до 2100 об/мин пористость снижается, дальнейшее увеличение натяга приводит к изгибу игл, а увеличение скорости вращения приводит к зализыванию слоев. Максимальное уменьшение пористости покрытий с 18% до 8% наблюдается при $N=3$ мм и $n=2100$ об/мин (рис. 4).

В монографии [4] приведены результаты работы по нормированию скоростей изнашивания типовых деталей шасси колесных тракторов класса 30 кН. Однако, использовать имеющиеся сведения о скоростях изнашивания деталей, установленных на основе статистических данных по наработке, для оценки износостойкости напыляемых покрытий не представляется возможным, поскольку они не привязаны к определенной наработке машин, а представляют собой обобщенную характеристику, полученную на основе выборок с наработкой от 3,0 до 10,0 тыс. ч.

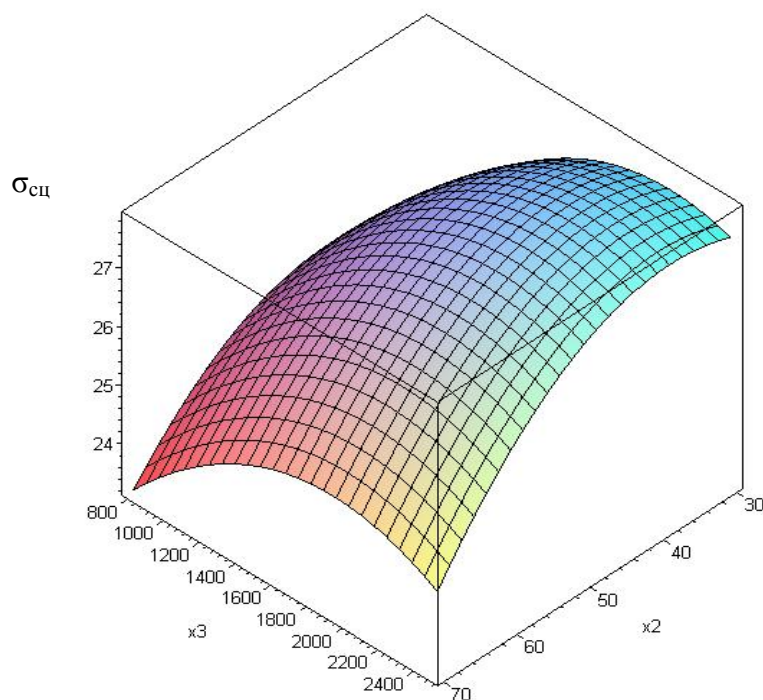


Рис. 3 – Зависимость прочности сцепления покрытия с основой от скорости вращения щётки x_3 и свободной длины игл x_2 при оптимальных значениях диаметра $x_1=0,78$ мм и плотности расположения игл $x_4=32$ шт/см².

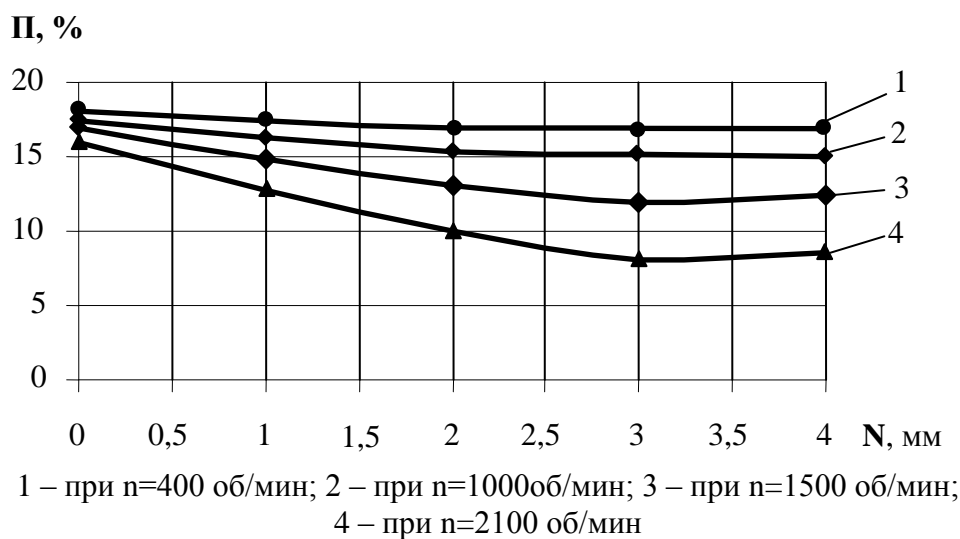


Рис. 4 – Влияние натяга и скорости вращения щетки на пористость газопламенного покрытия

Следует также отметить, что часть деталей машин работает под нагрузкой с перерывами и поэтому наработка этих деталей под нагрузкой значительно меньше наработки машины в целом. Оценка скоростей изнашивания, вычисленная по наработке машины, является условной и для таких деталей не может рассматриваться как характеристика фактической износостойкости рабочей поверхности детали.

Поэтому сравнительную оценку износостойкости поверхности, напыленной газопламенным методом, производили по средней скорости изнашивания покрытия ПГ-10Н-01 и стали 45.

Для определения средней скорости изнашивания напыленного покрытия были выполнены исследовательские работы по определению величины износа от наработки сопряжения. Сравнительные испытания по изнашиванию газопламенных покрытий проводили на машине трения типа МИ по схеме диск-колодка в среде индустриального масла марки И-20 при следующих режимах: средняя окружная скорость скольжения 0,42 м/с, удельное давление на колодку при нормальном механохимическом процессе изнашивания составляло 8,0 МПа, площадь поверхности трения 1,8 см². Диски и колодки изготавливали из стали 45, покрытие напылялось на диск, колодки подвергались термообработке (закалка и отпуск) до твердости HRC 52. Оценку величины линейного износа производили по формуле

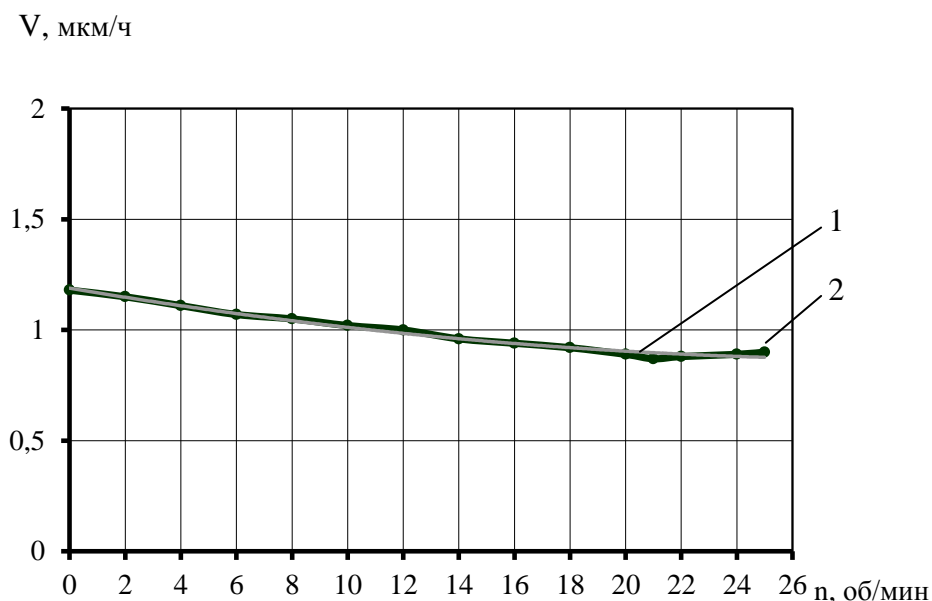
$$I = \frac{\Delta G}{\gamma \cdot F}, \quad (1)$$

где ΔG – изменение массы образца при испытании, кг;

γ – плотность изношенного материала, кг·м³;

F – площадь контакта образцов, м²

На рис. 5 представлена зависимость скорости изнашивания газопламенного покрытия ПГ-10Н-01 от скорости вращения металлической щетки.



1 – аппроксимирующая, 2 – экспериментальная кривые

Рис.5 – Скорость изнашивания газопламенного покрытия ПГ-10Н-01 в зависимости от скорости вращения металлической щетки

Из анализа зависимости, представленной на рис. 5, видно, что щеточная обработка уменьшает скорость изнашивания покрытия ПГ-10Н-01 в 1,35 по сравнению с покрытием, напыленным по традиционной технологии. Максимальное снижение скорости изнашивания достигается при скорости вращения щетки 2100 об/мин. Повышение износостойкости газопламенных

покрытий, напыленных с применением щёточной обработки, объясняется увеличением прочности сцепления, снижением его пористости и уровня напряжений растяжения.

В результате аппроксимации экспериментальной кривой, получили теоретическую зависимость скорости изнашивания (V) покрытия ПГ-10Н-01 от скорости вращения металлической щетки (n), которая представляет полиномиальную функцию второй степени:

$$V_1 = 0,0003n^2 - 0,0211n + 1,1887, \quad (2)$$

Полученное уравнение позволяет прогнозировать скорость изнашивания газопламенных покрытий ПГ-10Н-01, напыленных газопламенным способом с применением щёточной обработкой и соответственно определять толщину покрытия, обеспечивающую заданный ресурс детали [14].

Выводы. На основе исследований влияния параметров щеточной обработки напыляемой поверхности детали и покрытия на его свойства определено, что щеточная обработка повышает прочность сцепления газопламенного покрытия ПГ-10Н-01, снижает пористость и уровень остаточных напряжений растяжения, повышает его износостойкость.

Установлена теоретическая зависимость скорости изнашивания покрытия ПГ-10Н-01 от скорости щеточной обработки, что позволяет определить необходимую толщину покрытия, обеспечивающую заданный ресурс.

Список литературы

1. Гаркунов Д. Н. Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин): [учебник] / Гаркунов Д. Н. – М. : МСХА, 2002. – 632 с.
2. Хебды М., Теоретические основы. Справочник по триботехнике в трех томах / М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1989. – Т. 1. – 400 с.
3. Чичинадзе А. В. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / Чичинадзе А. В. – М. : Центр «Наука и техника», 1995. – 284 с.
4. Кухтов В. Г. Долговечность деталей шасси колёсных тракторов / Кухтов В. Г. – Харьков : ХНАДУ, 2004. – 292 с.
5. Лузан С.А. Совершенствование метода газопламенного нанесения покрытий // Сборник докладов 7-ой Международной конференции ОТТОМ-7. Оборудование и технологии термической обработки металлов и сплавов. Том III. - Харьков: ННЦ ХФТИ, ИПЦ «Контраст», 2006. – С. 182-183.
6. Харламов Ю. А. Перспективы развития технологии газотермического напыления / Ю. А. Харламов, Н. А. Будагьянц // Сборник докладов 3-й Международной конференции ОТТОМ-3 «Оборудование и технологии термической обработки металлов и сплавов». Часть 2. –

- Харьков : ННЦ ХФТИ, ИПЦ «Контраст». – 2002. – С. 125-133.
7. Інженерія поверхні: підручник / К. А. Ющенко, Ю. С. Борисов, В. Д. Кузнецов, В. М. Корж. - Київ: Наукова думка, 2007. – 559 с.
 8. Пузряков А. Ф. Теоретические основы технологии плазменного напыления: / А. Ф. Пузряков. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 360 с.
 9. Петров С. В. Повышение качества плазменных покрытий. / С. В. Петров // Сварочное производство. – 2005. - № 5. - С. 48-50, 63, 64.
 10. Тодоров П. П. Технология плазменного напыления деталей тракторов с применением воздуха / П. П. Тодоров, С. А. Лузан // Технологические системы. – 2001. – № 1. – С. 5-7.
 11. Шамко В. К. Технология ремонта деталей сельскохозяйственной техники Шамко В. К., Гуревич В. Л., Захаренко Г. Д. – Минск: Урожай, 1988. – 152 с.
 12. Воловик Е. Л. Справочник по восстановлению деталей / Воловик Е. Л. – М. : Колос, 1981. – 351 с.
 13. Полянский А.С., Лузан С.А., Дерябкина Е.С. Определение оптимальной скорости обработки поверхности и параметров иглофрезы, обеспечивающих максимальную прочность сцепления газопламенных покрытий // Зб. наук. праць "Праці Таврійського державного агротехнологічного університету". Вип. 10: Том 5. - 2010. - С. 111-118.
 14. Лузан С.О. Нормування швидкості зношування і методика визначення товщини відновлювального покриття деталей засобів транспорту / С.О. Лузан // Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2013. – Вип. 139. – С. 51-57.

Анотація

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЩІТКОВОЇ ОБРОБКИ, ЯКА ПОЛІПШУЄ УМОВИ ПРАЦІ, НА ВЛАСТИВОСТІ НАПИЛЮВАНОВОГО ЗНОСОСТІЙКОГО ПОКРИТТЯ

Лузан С. О. д. т. н., проф., Кірієнко М.М. к.т.н., доц.

Встановлено, що щіткова обробка підвищує міцність зчеплення газополуменового покриття ПГ-10Н-01, знижує пористість і рівень залишкових напружень розтягу, підвищує його зносостійкість. Визначено залежність швидкості зношування покриття ПГ-10Н-01 від швидкості обертання металеві щітки.

Abstract

THE STUDY OF THE INFLUENCE THE BRUSH HANDLE, IMPROVING WORKING CONDITIONS ON THE PROPERTIES OF SPRAYED WEAR RESISTANT COATING

Luzan S. d.t.s., prof., Kiriienko N. k.t.s., dos.

It is established that the brush treatment increases the adhesion strength of gasoflame coating PG-10N-01, reduces porosity and level of residual tensile stresses, increases its durability. Determined the dependence of the wear rate of the coating PG-10N-01 from speed metal brush.

АНАЛИЗ МЕТОДОВ И СПОСОБОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Лузан С.А. д.т.н., проф., Кириенко Н.М. к.т.н., доц.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Статья посвящена анализу методов и способов восстановления деталей сельскохозяйственных машин. Рассмотрены применяемые классификации восстанавливаемых деталей и рекомендована модульная, как наиболее прогрессивная для организации производства по восстановлению деталей

Введение. Способы восстановления деталей машин предусматривают компенсацию утраченных в процессе эксплуатации поверхностных слоёв основного конструкционного материала (восстановление номинальных чертёжных размеров и эксплуатационных свойств) путём нанесения на изношенные участки новых масс (слоев) материала той же или другой марки. В ряде случаев при восстановлении используют метод растачивания на следующий ремонтный размер, при этом меняют сопрягаемую деталь. Также требуется проведение специальных обработок – отжига для снятия напряжений, упрочнения для повышения износостойкости [1].

Анализ основных достижений и публикаций. В различных отраслях народного хозяйства, в том числе и при ремонте сельскохозяйственных машин и средств транспорта, применяется большое количество методов и способов восстановления деталей [2–5]. Анализ данных [6–10] позволяет сделать вывод, что доля деталей, восстанавливаемых на предприятиях агропромышленного комплекса наплавкой, газотермическими, электрохимическими и другими, наиболее часто применяемыми методами, составляет [11]:

– методами наплавки	34,4%
– способами газотермического напыления	26,1%
– электрохимическими покрытиями	20,4%
– другими методами	19,1%

Нанесение покрытий методами наплавки занимает первое место среди используемых технологий.

Способы газотермического напыления, занимающие в настоящее время по объёму восстанавливаемых деталей 2 место, используются на предприятиях с середины 70 годов. Следует отметить, что основная доля деталей, восстанавливаемых газотермическими покрытиями (94%), приходится на газопламенное напыление (ГПН).

Качество отремонтированных деталей определяется технологическими возможностями процесса восстановления, в результате которых формируются

физико-механические свойства и структурное состояние материала, геометрия и другие характеристики поверхности. Также важны и сопутствующие процессы, такие как распространение теплоты, изменение структуры основного металла в зоне термического влияния, возникновение остаточных напряжений и деформаций. Для обеспечения надежного защитного действия покрытия на основу необходимо стремиться ослабить влияние остаточных напряжений, кислорода, дефектности покрытия [12].

Наиболее распространенным способом восстановления изношенных деталей считается наплавка. В процессе эксплуатации на тяжело нагруженных участках деталей под действием высоких удельных нагрузок часто происходит наклеп и упрочнение поверхностного слоя, приводящих к повышению твердости. Наплавка позволяет восстановить геометрические размеры, получить необходимую твердость. Обычно, при этом способе восстановления необходим предварительный нагрев детали. Температура подогрева выбирается в зависимости от химического состава и размеров детали. Так, для углеродистых сталей в зависимости от массовой доли углерода температура подогрева составляет от 100 до 400°C. Во всех случаях предварительный нагрев, входящий в процесс наплавки, вызывает появление остаточных напряжений растяжения, которые отрицательно влияют на усталостную прочность металла.

Для упрочнения и восстановления деталей машин и оборудования в настоящее время у нас в стране и за рубежом накоплен большой опыт по применению газотермических методов напыления, которые по объему применения для восстановления деталей вышли на второе место после наплавки.

Формулировка целей статьи. На основе анализа методов и способов восстановления деталей сельскохозяйственных машин, применяемых классификаций деталей определить наиболее перспективные технологии, обеспечивающие повышение ресурса деталей.

Основной материал. Детали характеризуются формой, размерами, материалами, массой, сбалансированностью, а также допусками (формы и расположения поверхностей): прямолинейности, плоскостности, круглости, цилиндричности, параллельности, перпендикулярности, соосности, симметричности, позиционного отклонения, пересечения осей, радиального и торцового биения, наклона, формы заданного профиля. В процессе эксплуатации кроме изменения формы, размеров, массы и расположения поверхностей возникают трещины, обломы, сколы, забоины, нарушается балансировка.

Из всех восстанавливаемых поверхностей наружные и внутренние цилиндрические поверхности составляют – 53,3 %, резьбовые – 12,7 %, шлицевые – 10,4 %, зубчатые – 10,2 %, плоские – 6,5 %, все остальные – 6,9 % [13].

Кроме параметров восстанавливаемых поверхностей (форма, размеры, физико-механические свойства, точность, шероховатость, целостность, вид термической или химико-термической обработки, наличие и материал покрытия) для выбора способа восстановления очень важными факторами

являются: тип сопряжения, виды трения и относительного перемещения поверхностей в процессе эксплуатации машин. Эти факторы объединяются общим понятием – показатели условий работы.

Поверхности восстанавливаемых деталей подобной геометрической формы с общими признаками условий работы называют типовыми. В работе Н.В. Молодыка, А.С. Зенкина [13] представлена классификация типовых поверхностей и их кодовые обозначения для машинной обработки с помощью ЭВМ. Все восстанавливаемые детали подразделяют на два класса: тела вращения и не тела вращения. Из двух классов деталей выделено семь подклассов, конструктивно-технологические группы и их кодовые обозначения для машинной обработки информации с помощью ЭВМ.

Классификация дефектов позволяет правильно выбрать технологические процессы восстановления деталей, обосновать рациональную специализацию подразделений, занятых восстановлением, производить укрупненные расчеты трудовых и материальных затрат, связанных с восстановлением, планировать производство.

Дефекты относятся как к отдельным поверхностям, так и к деталям в целом. Дефекты поверхностей деталей классифицируются по несоответствию размеров (74,9%), формы (19,5%), шероховатости (4,9%), физико-механических свойств (0,2%) и нарушению целостности (0,5%) [13].

Различают следующие группы дефектов, относящихся к деталям в целом: нарушение целостности (трещины, обломы, разрывы и др.); несоответствие формы (изгиб, скручивание, вмятины и др.) и размеров деталей. Может быть и сочетание дефектов.

При выборе способа восстановления большое значение имеют размеры дефектов: выделяются три группы размеров – до 0,5 мм, от 0,5 до 2 мм и свыше 2 мм.

Для проектирования технологического процесса восстановления деталей по маршрутной технологии необходимо иметь сведения о сочетании дефектов и способах их устранения, а при групповом методе ещё и классификацию деталей по конструктивно-технологической однородности и дефектам [14]. Классификация восстанавливаемых деталей преследует цель сокращения объема работ при организации восстановительного производства путем приведения его к типовому или модульному видам как наиболее прогрессивным в технико-экономическом отношении [5].

Идеи типизации технологических процессов заложил А.П. Соколовский. Под типизацией понимают создание процессов обработки групп конструктивно подобных деталей. Для их изготовления выбирают оптимальные маршруты, средства технологического оснащения и формы организации производства. Метод основывается на классификации процессов, в основе которого лежит классификация деталей. Класс объединяет детали, связанные общностью технологических задач.

Однотипные детали обрабатывают по типовым технологическим процессам, которые характеризуются единообразием содержания и последовательности выполнения большинства технологических операций и

переходов для групп деталей с общими конструктивными признаками. Технологическая типизация в восстановительном производстве получила широкое распространение в виде типовых технологических процессов по нанесению покрытий.

Метод групповой обработки металлов, был разработан С.П. Митрофановым на основе классификации деталей. Метод устанавливает однотипные способы обработки с использованием быстропереналаживаемых средств технологического оснащения для групп однородных по конструктивно-технологическим признакам деталей. Принципиальное отличие типовой технологии от групповой в том, что первая характеризуется общностью последовательности и содержания операций при обработке типовой группы деталей, а вторая – общностью оборудования и технологической оснастки при выполнении отдельных операций или при полном изготовлении группы разнородных деталей.

И.И. Луневским разработана укрупненная классификация деталей тяжелых гусеничных тракторов. Применительно к авторемонтному производству известна классификация автомобильных деталей предложенная В.А. Шадричевым. К достоинству этой классификаций следует отнести разделение деталей не только по классам, но и группам с целью систематизации и научного обоснования применяемых способов восстановления.

Классификация включает 11 классов с различным числом групп в каждом классе в зависимости от разнообразия структурных характеристик деталей и способов восстановления. Детали распределены на классы и группы с учетом общности габаритов, геометрической формы, материала и термообработки, дефектов различных рабочих поверхностей, применяемых способов восстановления, механической обработки и др.

Результаты исследований по классификации деталей автомобилей, тракторов и сельхозмашин представлены в работах Е. Л. Воловика, А.С. Зенкина, Н.В. Молодыка, Г.А. Малышева и других ученых.

Все поверхности деталей, которые подлежат восстановлению, подразделяются на исполнительные, основные, вспомогательные, технологические и свободные [13].

Наибольшее сокращение видов восстанавливаемых объектов дает переход от деталей к их элементам и разработки соответствующей классификации. Элементом деталей соответствуют характерные виды износов, сопрягаемые элементы деталей, виды нагрузок и др.

Организация процессов восстановления деталей, основанная на использовании классификации элементов сопрягающихся деталей, является наиболее экономически эффективной. Поскольку предполагает разработку технологических модулей восстановления элементов разнотипных деталей, из которых формируются технологии восстановления конкретных деталей. Основной методологический принцип заключается в применении ограниченного числа типовых модульных технологических операций восстановления элементов деталей к восстановлению деталей различных классов и групп. В работе [15] предложена классификация сопряженных

деталей судовых дизелей. Основу классификации и кодирования составляют шесть классов (по числу рассматриваемых факторов) и десять подклассов для каждого класса. Составлена функционально-технологическая матрица из шести строк и десяти столбцов, которая позволяет группировать модули сопряженных деталей сборочных единиц судовых дизелей, восстановление функциональных свойств которых целесообразно плазменным напылением. Данная классификация учитывает виды изнашивания, материал и структуру поверхности детали, материал сопрягаемой детали и условия работы. Однако такие важные факторы, от которых зависит выбор способа восстановления, как скорость или интенсивность и величина износа, в указанной классификации отражения не нашли.

Предлагаемая в работе [16] классификация сопряжений состоит из 10 классов модулей и 8 подклассов, которые учитывают кроме вышеперечисленных факторов также вид нагрузки, скорость и величину износа деталей, табл. 1. Предлагаемая классификация позволяет группировать модули сопряженных деталей по 10 классам и 8 подклассам и для них разрабатывать модульные технологические процессы восстановления. Формирование модульного технологического процесса восстановления деталей представляет собой компоновку типовых модульных технологических процессов восстановления модулей поверхности. Каждый блок процессов обеспечен соответствующим типовым оборудованием, инструментом и контрольно-измерительными средствами. Модульный процесс объединяет в себе преимущества единичного процесса, т.к. учитывает особенности конкретной детали; типового процесса, поскольку сохраняет идею типизации на уровне восстановления модуля поверхностей; группового процесса, т.к. объединяет разные детали в группы даже в единичном производстве, и придает процессу гибкость. Модульная технология позволяет свести к минимуму разнообразие технологических процессов и средств технологического оснащения, исключить дублирование работ в области технологической подготовки производства, внедрить поточную организацию восстановления деталей в мелкосерийном и единичном производствах.

Производство по восстановлению деталей, организованное на модульном принципе обладает гибкостью, мобильностью, способностью быстро и с минимальными издержками переходить на выпуск новых изделий. Применение модульных технологий наиболее эффективно при подготовке восстановительного производства для большой номенклатуры деталей.

В процессе разработки модульного технологического процесса описываются отдельные оптимизированные технологии восстановления отдельных элементов деталей типовых модульных сопряжений во временной последовательности, из которых формируется модуль.

Ремонт сельскохозяйственных машин заключается в экономически обоснованном устранении неисправностей и восстановлении их ресурса после периода эксплуатации, другими словами во вторичном производстве изделий из имеющегося ремонтного фонда.

Таблица 1 – Классификация типовых модульных сопряжений деталей сельхозмашин

Код	Класс	Характеристика сопряжения и коды подклассов							Скорость (мкм/ч)/ величина износа детали (мм)
		Материал детали	Обработка поверхности	Материал сопрягае- мой детали	Обработка поверхно- сти	Среда	Вид нагрузки	Основной вид изнашивания	
1	Шейка вала – внутреннее кольцо подшипника качения	1	2	3	4	5	6	7	8
		Сталь 45, 30Х, 40Х, 38ХС, 20ХГНМ, 40ХНМА, 35ХГС	Химико- термическая обработка, закалка, низкотемператур ный отпуск	Сталь ШХ15	HRC ≥60	–	Циклические нормальные силы к цилиндрическим поверхностям	Окислитель- ный	$\leq 0,003$ $\leq 0,1$
2	Вал – подшипник скольжения	Сталь 45, 30Х, 40Х, 38ХС, 20ХГНМ, 40ХНМА, 35ХГС	Химико- термическая обработка, закалка, низкотемператур ный отпуск	Баббит, АСМ, Бронза КСМц, ОЦС, Чугун, Сталь	– – – – – –	Масло	Циклические нормальные силы к цилиндрическим поверхностям	Окислитель- ный	$\leq 0,04$ $\leq 0,15$
3	Ось – втулка	Сталь 45, 40Х	Закалка при T=830-840 ⁰ С и отпуск при T=540-600 ⁰ С	Сталь 45	Закалка ТВЧ HRC ≥50	Масло	Поперечные силы, изгибающие моменты	Абразивный, коррозионно- механический	$\leq 0,032$ $\leq 0,13$
4	Гнездо стака- на, корпуса – наружное кольцо подшипника качения	КЧ35-10, КЧ37-12, сталь 45, 40Х	НВ 163–241 НВ 241–285	Сталь ШХ15	HRC ≥60	–	Циклические нормальные силы к цилиндрическим поверхностям	Окислитель- ный	$\leq 0,01$ $\leq 0,07$
5	Стакан-корпус	КЧ35-10,	НВ 163–241	КЧ35-10,	НВ 163–241	–	Передача нагрузки	Сминание	$\leq 0,005$

		КЧ37-12, сталь 45, 40Х	НВ 241–285	КЧ37-12, сталь 45, 40Х	НВ 241–285		при перемещении в пределах зазора	поверхностей контакта	$\leq 0,06$
6	Шип крестовины – игольчатый подшипник	Сталь 20Х, 20ХГНТР, 12Х2Н4А	Цементация на глубину 0,8-1,9 мм, закалка и отпуск, HRC 56-65	Сталь ШХ15	HRC 58–65	Консистентная смазка	Контактные нагрузки	Окислительный	$\leq 0,011$ $\leq 0,26$
7	Шлицевое соединение	Сталь 45, 30Х, 40Х, 45Х, 45Г2	Закалка и отпуск, HRC 45–55	Сталь 45, 40Х, 18ХГТ, 30ХГТ, 20ХНМ	Цементация на глубину 1,0–1,8 мм, закалка и отпуск, HRC 56-65	Масло	Динамическая нагрузка	Окислительный	$\leq 0,2$ $\leq 0,6$
8	Поверхность вала – кромка манжеты уплотнительной	Сталь 45, 40Х, 40ХГТР, 40ХНМА, 35ХГС	Закалка и отпуск, HRC 42–55	Резина марки 7-ИРП, 1068-3с, 7-ИРП-1068-24, 51-1455	Твердость по Шор А 65–86 усл. ед.	Масло	Моменты и поперечные силы, переменные по величине	Окислительный и абразивный	$\leq 0,02$ $\leq 0,75$
9	Зубчатые колеса	Сталь 40Х, 30ХГТ, 20ХНМ, 18ХГТ, 12ХН3А	Цементация на глубину 0,9-1,5 мм, закалка и отпуск, HRC 56-65	Сталь 40Х, 30ХГТ, 20ХНМ, 18ХГТ, 12ХН3А	Цементация на глубину 0,9-1,5 мм, закалка и отпуск, HRC 56-65	Масло	Контактные нагрузки	Молекулярно-механический	$\frac{0,015-0,061}{\leq 0,5}$
10	Деталь – рабочая среда	Сплав Л153, сталь ШХ15, 65Г, 60ХГ, 40Г2Р	Химико-термическая обработка, закалка, низкотемпературный отпуск	Почва	–	Абразивная	Нормальные и касательные силы	Абразивный	$\leq 0,16$ 1,3 для ножей культиватора

Эта система имеет плано-предупредительный характер и включает два вида воздействий. Воздействия первого вида выполняются в плановом порядке и направлены на уменьшение интенсивности изнашивания деталей за счет предупреждения и своевременного выявления неисправностей при техническом обслуживании. Воздействия второго вида необходимы для устранения неисправностей средств транспорта и восстановления их ресурса путем замены или восстановления изношенных деталей. Эти ремонтные работы производятся в случае необходимости, которая возникает при отказе машины или выявляется путем диагностирования. Наиболее прогрессивной считается плано-диагностическая система ремонтов, которая предусматривает диагностирование, определение неисправностей и остаточного ресурса деталей и агрегатов машин. Поэтому главная задача ремонтного производства состоит в экономически эффективном восстановлении долговечности деталей машин.

Выводы. Анализ методов и способов восстановления деталей сельскохозяйственных машин, классификаций, применяемых для восстанавливаемых деталей, и принципов организации производств позволяет сделать следующие выводы:

– доля деталей, восстанавливаемых на предприятиях агропромышленного комплекса газотермическими методами, составляет 26,1%;

– наиболее перспективны для восстановления деталей сельскохозяйственных машин способы газотермического напыления, которые позволяют обеспечить ресурс восстанавливаемых деталей на уровне и превышающем уровень новых деталей;

– организация процессов восстановления деталей, основанная на использовании классификации элементов сопрягающихся деталей, является наиболее экономически эффективной, поскольку позволяет разрабатывать модульные технологические процессы восстановления.

Список литературы

1. Черноиванов В. И. Организация и технология восстановления деталей машин / Черноиванов В. И. – М. : Агропромиздат, 1989. – 334 с.
2. Черноиванов В. И. Восстановление деталей сельскохозяйственных машин / В. И. Черноиванов, В. П. Андреев – М. : Колос, 1983. – 287 с.
3. Гецонок А. Л. Опыт восстановления деталей в судоремонте / Гецонок А. Л. – М. : МРХ, 1982. – Вып. 4. – 15 с.
4. Кравцов Т. Г. Восстановление судовых деталей при ремонте судов / Кравцов Т. Г. – М. : Транспорт, 1981. – 119 с.
5. Восстановление деталей машин : [справочник] / Ф. И. Пантелеенко В. П. Лялякин, В. П. Иванов, В. М. Константинов. – М.: Машиностроение, 2003. – 672 с.
6. Нормативный перечень восстанавливаемых деталей сельскохозяйственной техники. – М. : ГОСНИТИ, 1987. – 172 с.
7. Нормативы объемов восстановления деталей на 100 списочных машин. – М. : ГОСНИТИ, 1987. – 78 с.
8. Номенклатура деталей (сборочных единиц), подлежащих восстановлению на

предприятиях ГОСКОМСЕЛЬХОЗТЕХТИКИ СССР. – М. : ГОСНИТИ, 1985. – Ч. 1 – 160 с.

9. Рекомендации по определению важности для восстановления номенклатуры деталей. – М. : ГОСНИТИ, 1976. – 51 с.
10. Рекомендации по обоснованию и выбору номенклатуры деталей для восстановления. – М. : ГОСНИТИ, 1978. – 24 с.
11. Науменко А. А. Повышение долговечности деталей машин нанесением покрытий водородно-кислородным пламенем: дисс. кандидата техн. наук : 05.02.01 / Науменко Артем Александрович. – Харьков, 2004. – 196 с.
12. Максимович Г. Г. Физико-химические процессы при плазменном напылении и разрушении материалов с покрытиями / Максимович Г. Г., Шатинский В. Ф., Копылов В. И. - Киев: Наукова думка, 1983. – 264 с.
13. Молодык Н.В. Восстановление деталей машин: справочник / Н.В. Молодык, А.С. Зенкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 480 с.
14. Шадричев В. А. Основы технологии автостроения и ремонта автомобилей / Шадричев В. А. – Л. : Машиностроение, 1976. – 560 с.
15. Хмелевская В. Б. Основы технологии восстановления деталей дизелей методом газотермического напыления : автореф. дисс. на соискание учен. степени докт. техн. наук : спец. 05.08.04 «Технология судостроения, судоремонта и организация судостроительного производства» / В. Б. Хмелевская. – Санкт-Петербург, 1996. – 51 с.
16. Лузан С.О. Класифікація типових модульних сполучень деталей засобів транспорту / С.О. Лузан // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: 2014. – Вип. 151. – С. 101-107.

Анотація

АНАЛІЗ МЕТОДІВ І СПОСОБІВ ВІДНОВЛЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Лузан С. А. д. т. н., проф., Кірієнко М.М. к.т.н., доц.

Стаття присвячена аналізу методів і способів відновлювання деталей сільськогосподарських машин. Розглянуто застосовуються класифікації відновлюваних деталей і рекомендована модульна, як найбільш прогресивна для організації виробництва по відновлюванню деталей

Abstract

ANALYSIS OF METHODS AND WAYS OF RECOVERY DETAILS AGRICULTURAL MACHINERY

Luzan S., d.t.s., Kirienko N. k.t.s.

The article is devoted to analysis of the methods and repair parts for farm machinery. Considered applicable to the classification of recovered parts and recommended modular, as the most progressive for the organization of production on restoration parts.

ПЕРСПЕКТИВНЫЙ МЕТОД ИСПЫТАНИЙ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПОЛОЖЕНИЯ

Дубинин Е.А., к.т.н., доц., Полянский А.С., д.т.н., проф.,
Задорожня В.В., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Разработан перспективный метод испытаний средств транспорта на динамическую устойчивость положения, позволяющий количественно оценить их поперечную устойчивость при движении по неровностям. В качестве критерия оценки предложен к использованию коэффициент динамической устойчивости. Применение разработанного метода на практике позволяет получить оценку параметров устойчивости в реальном времени при эксплуатации средств транспорта. Результаты могут быть использованы при изготовлении, сертификации и эксплуатации колесных средств транспорта.

Вопросы обеспечения поперечной устойчивости средств транспорта, в особенности шарнирно-сочлененных, занимают особое место в связи с их конструкцией. В настоящее время оценку статической устойчивости проводят на специальных стендах, причем существующий технический уровень средств транспорта позволяет обеспечивать такую устойчивость и удовлетворять предъявляемым требованиям. При этом в реальных условиях эксплуатации приоритетной для обеспечения является динамическая устойчивость положения.

Известно, что угол наклона опорной поверхности, по которой средство транспорта может уверенно двигаться без опрокидывания, должен быть не более половины статического угла устойчивости, определенного на стенде. На практике измерение угла наклона поверхности в процессе движения представляет собой определенные трудности, также сложно учесть возможные динамические нагрузки от микронеровностей рельефа дороги. При этом опрокидывание возможно при наличии одновременного действия двух факторов – наклона опорной поверхности и влияния микронеровностей.

Анализ последних достижений и публикаций

В настоящее время для оценки устойчивости положения колесных машин используется большое количество параметров и критериев, разработанных различными авторами [1-6]. Все они позволяют с разной степенью точности оценить существующий технический уровень средств транспорта относительно их устойчивости положения. Часть предлагаемых критериев требует наличия

большого объема исходных данных. Поэтому вопросы разработки перспективных методов испытаний средств транспорта на устойчивость положения, основанных на определении соответствующих критериев с минимальными затратами, являются актуальными.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является разработка перспективного метода испытаний средств транспорта на устойчивость положения. Для достижения поставленной цели необходимо разработать критерий оценки устойчивости положения и апробировать его на практике.

Метод испытаний на динамическую устойчивость положения

В развитие методов проведения испытаний средств транспорта на устойчивость предлагается метод оценки динамической устойчивости положения средств транспорта, основанный на применении метода парциальных ускорений [7]. Было получено условие сохранения динамической поперечной устойчивости положения машины при движении по поперечному уклону с учетом влияния жесткости подвески и приведенной жесткости системы "шины-грунт"

$$w_x^{ПВ} \leq \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot 1 - \cos(\alpha - \beta - \alpha_n - \alpha_k)}{h_c \cdot \left(\frac{i_x^2}{h_c^2} \cdot \cos \alpha + \sec \alpha \right)}}, \quad (1)$$

где $w_x^{ПВ}$ – угловая скорость средства транспорта в поперечной плоскости, перпендикулярной опорной поверхности, полученная при действии возмущающих факторов;

h_c – высота центра масс средства транспорта;

$\alpha, \beta, \alpha_n, \alpha_k$ – углы поперечной статической устойчивости, поперечного наклона поверхности, крена на подвеске, крена при деформации шин и опорной поверхности соответственно;

i_x – радиус инерции средства транспорта относительно горизонтальной оси, проходящей через центр масс;

g – ускорение свободного падения, $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

В качестве критерия устойчивости предлагается использовать коэффициент динамической устойчивости $K_{ДУ}$, который определяется по зависимости

$$K_{ДУ} = \frac{\omega_{тек}}{\omega_{гран}}, \quad (2)$$

где $\omega_{тек}$ – текущее значение угловой скорости средства транспорта в поперечной плоскости;

$\omega_{гран} = w_x^{ПВ}$ – предельная по условию опрокидывания угловая скорость средства транспорта в поперечной плоскости.

При $K_{ДУ} < 1$ устойчивость положения обеспечивается. При достижении $K_{ДУ} \geq 1$ существует реальная опасность опрокидывания, необходимо применять соответствующие меры для его предотвращения.

Для определения текущего значения угловой скорости средства транспорта в поперечной плоскости $\omega_{тек}$ экспериментально устанавливаются компоненты ускорений при помощи мобильного регистрационно-измерительного комплекса (МРИК) [8], адаптированного для оценки устойчивости положения. Линейные ускорения по двум осям пересчитываются в соответствующую угловую скорость, используя результаты работы [9], по формуле

$$\omega_{тек} = \sqrt{\frac{-(a_{AY_1} + a_{BY_1}) \cdot (Y_A + Y_B) - (a_{AZ_1} + a_{BZ_1}) \cdot (Z_A + Z_B)}{(Y_A + Y_B)^2 + (Z_A + Z_B)^2}}, \quad (3)$$

где a_{AY_1}, a_{BY_1} и a_{AZ_1}, a_{BZ_1} – боковая и вертикальная компоненты линейных ускорений, регистрируемых датчиками А и В в поперечной плоскости, перпендикулярной опорной поверхности, соответственно;

Y_A, Y_B и Z_A, Z_B – расстояния от датчиков А и В до оси опрокидывания по горизонтали и вертикали соответственно.

В процессе движения средства транспорта датчики ускорений непрерывно с частотой 80 с^{-1} фиксируют величины компонент линейных ускорений, которые, в соответствии с конструктивными особенностями машины и местами установки датчиков, в режиме реального времени могут быть пересчитаны в текущую угловую скорость. Полученное значение параметра сравнивается с определенными по формуле (1) граничными значениями для различных допустимых углов поперечного наклона опорной поверхности. Угол наклона средства транспорта возможно определять с использованием МРИК [10] либо дополнительного оборудования – инклинометров. Предлагаемый перспективный метод был апробирован на практике при эксплуатации шарнирно-сочлененных колесных тракторов с номинальным тяговым усилием 35 кН.

Эксплуатационные испытания проводились в различных дорожных условиях [11]. На рис. 1, 2 приведены примеры результатов проведенных исследований в виде графиков.

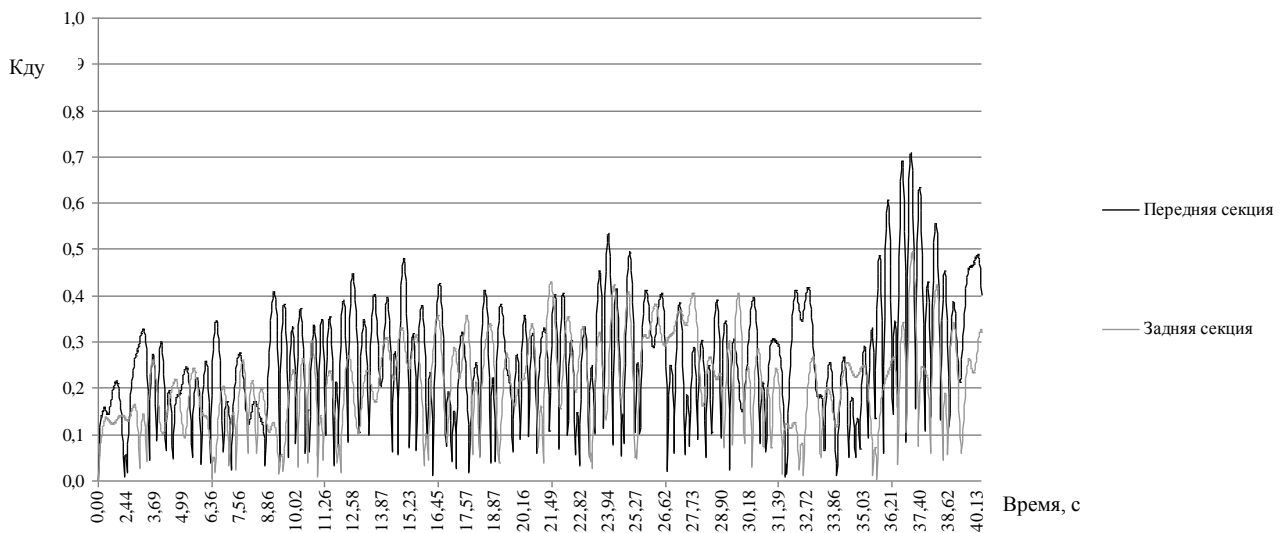


Рис. 1. Графики значений коэффициента динамической устойчивости положения при движении по дороге с существенными неровностями ($V_{\text{средн}} = 4,2$ м/с, $h_{\text{н макс}} = 0,2$ м)

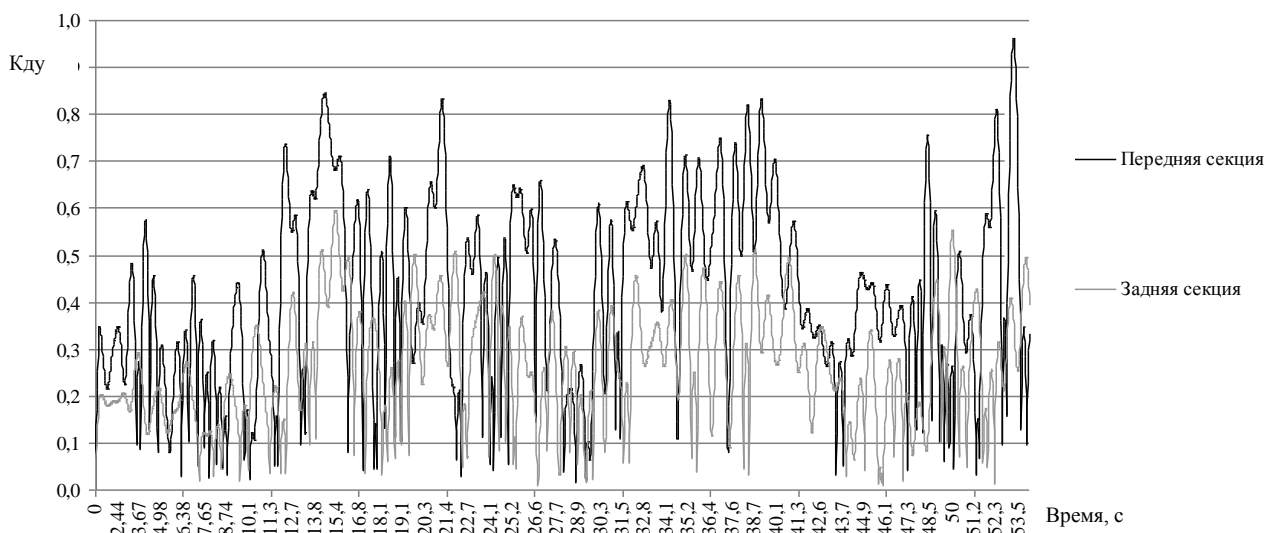


Рис. 2. Графики значений коэффициента динамической устойчивости положения при движении по пересеченной местности ($V_{\text{средн}} = 4,2$ м/с, $h_{\text{н макс}} = 0,3$ м)

Таким образом, предложенный перспективный метод испытаний средств транспорта на устойчивость положения предполагает выполнение следующего алгоритма:

Определение предельной по условию опрокидывания угловой скорости средства транспорта в поперечной плоскости $\omega_{\text{гран}}$ для различных углов наклона опорной поверхности.

Установка на средство транспорта МРИК, адаптированного для оценки динамической устойчивости положения, получение компонент линейных ускорений.

Определение текущих значений угловой скорости средства транспорта в поперечной плоскости $\omega_{тек}$ (для шарнирно-сочлененных – для каждой секции в отдельности).

Расчет критерия устойчивости – коэффициента динамической устойчивости $K_{дв}$. При $K_{дв} < 1$ устойчивость положения обеспечивается. При достижении $K_{дв} \geq 1$ существует реальная опасность опрокидывания.

Дальнейшее развитие предлагаемого метода заключается в создании бортовых систем для прогнозирования и предотвращения опрокидывания на основе информирования водителя соответствующим звуковым или световым сигналом или автоматизации процесса уменьшения скорости движения вплоть до полной остановки средства транспорта.

Выводы

Разработан перспективный метод испытаний средств транспорта на устойчивость положения с использованием мобильного регистрационно-измерительного комплекса, адаптированного для таких исследований.

Предложен критерий оценки устойчивости положения $K_{дв}$, равный отношению текущего значения угловой скорости средства транспорта в поперечной плоскости к предельному по условию опрокидывания. При $K_{дв} < 1$ устойчивость положения обеспечивается. При достижении $K_{дв} \geq 1$ необходимо применять меры для предотвращения опрокидывания.

Предложенный метод испытаний апробирован на практике, получена количественная оценка поперечной устойчивости при движении по неровностям на примере шарнирно-сочлененного колесного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН. В рассмотренных условиях эксплуатации $K_{дв}$ достигал 0,94, что подтверждает необходимость дальнейшей автоматизации процесса уменьшения скорости движения вплоть до полной остановки средства транспорта.

Список литературы

1. Львов Е.Д. Теория трактора / Львов Е.Д. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.
2. Гинцбург Б.Я. Тракторы и автомобили. Раздел: ”Теория и расчет тракторов и автомобилей”. Уч. пособие / Гинцбург Б.Я. – М.: Всесоюзный сельскохозяйственный институт заочного образования, 1964. – 91 с.
3. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В.Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
4. Трепененков И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов. Изд. 2-е / Трепененков И.И. – М.: Машгиз, 1963. – 271 с.
5. Матюхов Г.Ф. К вопросу о поперечной устойчивости трактора / Г.Ф. Матюхов // Тракторы и сельхозмашины. – 1959. – № 9. – С. 9-12.
6. Задорожня В.В. Підвищення безпеки використання колісних машин при виконанні транспортних робіт на поперечному схилі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 „Експлуатація та ремонт засобів транспорту” / В.В. Задорожня. – Харків, 2014. – 20 с.
7. Дубинин Е.А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: Сб. науч. трудов. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2013. – Вып. 40. – С. 37-41.
8. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М.А., Коробко А.І., Клец Д.М., Файст В.Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – № u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.
9. Клец Д.М. Метод определения параметров движения средств транспорта с помощью датчиков ускорений / Д.М. Клец, Е.А. Дубинин // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць. – Х.: ФОП Томенко Ю.І., 2014. – Вип. 151. – С. 373-378.
10. Клец Д.М. Определение угла продольного наклона автомобиля при проведении динамических испытаний / Д.М. Клец // Транспортне машинобудування. – 2011. – № 18. – С. 24-29.
11. Павлов В.А. Транспортные прицепы и полуприцепы / В.А. Павлов, С.А. Муханов. – М.: Воениздат, 1981. – 191 с.

Анотація

ПЕРСПЕКТИВНИЙ МЕТОД ВИПРОБУВАНЬ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ НА СТІЙКІСТЬ ПОЛОЖЕННЯ

Дубінін Є.О., Полянський О.С., Задорожня В.В.

Розроблено перспективний метод випробувань засобів транспорту на динамічну стійкість положення, що дозволяє кількісно оцінити їх поперечну стійкість при русі нерівностями. В якості критерію оцінки запропонований до використання коефіцієнт динамічної стійкості. Застосування розробленого методу на практиці дозволяє отримати оцінку параметрів стійкості в реальному часі при експлуатації засобів транспорту. Результати можуть бути використані при виготовленні, сертифікації та експлуатації колісних засобів транспорту.

Abstract

PERSPECTIVE METHOD OF VEHICLES TESTING ON POSITION STABILITY

Ye. Dubinin, O. Polyanskyi, V. Zadorozhnya

The perspective method of vehicle testing on dynamic position stability which makes it possible to quantify their lateral stability when driving over bumps is developed. The dynamic stability coefficient is proposed to be used as an assessment criterion. Application of the developed method in practice allows to measure sustainability parameters in real-time operation of vehicles. The results can be used in manufacture, certification and operation of wheeled vehicles.

Key words: test method, criterion, vehicle, position stability

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТРАНСПОРТНОЇ БЕЗПЕКИ

Степанов О. В., к.т.н., доцент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Стаття присвячена питанням забезпечення транспортної безпеки і розкриває поняття «загроза транспортної безпеки», яке отримує все більш широке застосування в стратегічних завданнях держави. Показано, що діючі заходи щодо забезпечення транспортної безпеки, які застосовують прийоми, методи, засоби захисту громадян у випадках надзвичайних подій на транспорті не повною мірою відображають існуючі та потенційні загрози. Основна увага акцентує на аналізі зовнішніх і внутрішніх джерел загроз, а також на питаннях поліпшення забезпечення транспортної безпеки України.

Введение

Однією з найважливіших галузей економічної інфраструктури є транспорт, оскільки його функціонування безпосередньо впливає на розвиток економіки та соціальної сфери, забезпечує стійку роботу економічного комплексу в цілому. Основою управління транспортної системи є єдина державна транспортна політика, що жорстко скоординована із стратегією соціально-економічного розвитку країни.

Як зазначено в транспортній стратегії України на період до 2020 року, транспорт є однією з базових галузей економіки, ефективного функціонування якої є необхідною умовою для забезпечення обороноздатності, захисту економічних інтересів держави, підвищення рівня життя населення [6]. Відповідно, забезпечення транспортної безпеки є одним із невідкладних завдань державної транспортної політики

Слід зазначити, що сучасний транспортний сектор економіки України в цілому задовольняє лише базові потреби економіки та населення у перевезеннях. Рівень безпеки, показники якості та ефективності перевезень пасажирів та вантажів, енергоефективності, техногенного навантаження на навколишнє середовище не відповідають сучасним вимогам, що і являє актуальність теми.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Транспортну безпеку країни послаблюють різні причини природного, соціального і технічного характеру, широкий діапазон зовнішніх і внутрішніх загроз, а також негативні наслідки недостатньої розробленості нормативної правової бази, що регулює відносини в транспортній сфері [4, 6-13]. Різноманітні праці вчених з вивчення транспортної безпеки [7, 11-14]

класифікують загрози по ряду підстав: за характером загроз; за сферами і формами прояву, за ступенем значущості і т.д. Ними зазначено, що існуюча державна система заходів щодо забезпечення безпеки на транспорті, застосовувані прийоми, методи і засоби захисту громадян у випадках надзвичайних подій на транспорті не повною мірою здатні запобігти або упередити виникли загрози [6],

Мета та постановка завдання

Розглянути питання забезпечення транспортної безпеки в Україні з урахуванням аналізу зовнішніх і внутрішніх джерел загроз.

Рішення завдання. Розгляд питань забезпечення транспортної безпеки

Процеси глобалізації, посилення взаємозалежності країн і їх відкритість до зовнішніх впливів послаблюють здатність держав, включаючи Україну, нейтралізувати загрози національній безпеці. Виникає і швидко загострюється протиріччя між потребою «розвитку держави» і деградацією державної влади, посиленням позадержавних джерел політичного впливу, ерозією національної ідентичності.

Політика транспортної безпеки, будучи складовою національної безпеки, полягає в запобіганні аварій та ліквідації загроз на транспорті. Така діяльність повинна здійснюватися шляхом створення системи раціональної безпеки з метою максимально можливого, економічно обґрунтованого зменшення ймовірності виникнення транспортних аварій та мінімізації загроз на транспорті.

При дослідженні загроз транспортної безпеки [12, 13] слід розуміти протизаконні дії, або наміри вчинити протизаконні дії, а також процеси природного або техногенного характеру, або їх сукупність, які перешкоджають інтересам особистості, держави і суспільства в транспортній сфері, що призводять до аварійних ситуацій в транспортному комплексі.

До основних загроз на транспорті слід віднести [7, 12, 13]: будь-які протиправні дії відносно функціонування транспорту та які загрожують життю, здоров'ю пасажирів, які породжують у суспільстві психологічні, соціально-політичні, економічні, негативні наслідки; протиправні дії проти пасажирів; протиправні дії проти вантажів; аварії, обумовлені технічним станом транспортних систем, порушенням правил експлуатації технічних систем, що створюють аварійну обстановку і тягнуть за собою матеріальні втрати і людські жертви.

Загрози транспортної безпеки поділяються: на загрози соціального характеру, які пов'язані з діяльністю людини, суспільства і держави, які породжують найбільшу кількість загроз і для самих себе, і для навколишнього середовища через дії різних соціальних сил - націй, класів, партій, угруповань, силових структур. Найбільш характерними джерелами загроз різного порядку виступають такі людські якості, як незнання, невміння, безтурботність,

безвідповідальність. Ще в більшій мірі створює загрози злий умисел (злочинні наміри), психічні розлади. В якості найбільш характерних деструктивних сил суспільства можна виділити злочинний світ, політичних екстремістів, що вийшли з під суспільного контролю воєнізовані формування, терористи; загрози техногенного характеру, які пов'язані з певною небезпекою в процесі функціонування технічних об'єктів. Техногенні загрози - можливий шкідливий фізичний, хімічний і механічний вплив на транспорт в результаті виробничої діяльності людини, а також аварій (катастроф) на підприємствах. Загрози природного характеру - це, насамперед, можливість нанесення істотного збитку в результаті природних катаклізмів: землетрусів, цунамі, повеней, посух і т.д. Природа породжує загрози через дію космічних і земних сил - механічних, фізичних, хімічних, біологічних, геологічних та інших. Ці сили проявляють себе поза і незалежно від свідомості, стихійно і тому часто іменуються «природними стихіями» або «стихійними лихами». [12, 13].

Джерела загроз транспортної безпеки можна ідентифікувати як «зовнішні» і «внутрішні» [12]. До зовнішніх джерел загроз транспортної безпеки відносять: діяльність економічних, політичних, військових і розвідувальних структур, спрямована проти інтересів України у транспортній сфері; міжнародна конкуренція за володіння новими ринками ТРАНСПОРТУ, новими транспортними технологіями; прагнення деяких країн до домінування у світовій транспортній сфері; витіснення України з світових транспортних ринків; діяльність міжнародних терористичних організацій.

До внутрішніх джерел загроз транспортної безпеки відносять: несприятливу криміногенну обстановку в країні; незадовільний матеріально-технічний стан деяких галузей транспортного комплексу; зрощення державних і кримінальних структур у транспортній сфері; недостатню координацію діяльності регіональних органів державної влади, органів державної влади з формування та реалізації єдиної державної політики у транспортному комплексі та забезпечення транспортної безпеки [13, 14] і т.д.

Формуванню спектру загроз транспортної безпеки в економічній сфері сприяють: ослаблення системи державного регулювання і контролю; серйозні прорахунки, допущені на початковому етапі проведення економічних реформ; проникнення кримінальних структур в сферу управління бізнесом, великими виробництвами, торговими організаціями та товаропровідної мережами [6, 10, 13]. До цього переліку можна додати: недостатню ефективність системи державного регулювання відносно транспортної безпеки; наявність перешкод встановленню ринкових відносин; проблеми ресурсної, фінансової та технологічної залежності національного транспорту від інших країн; відставання України від провідних країн за рівнем інформатизації сфери транспорту; недостатнє фінансування заходів щодо забезпечення транспортної безпеки України; зниження рівня підготовки висококваліфікованих наукових та інженерно-технічних кадрів, нестача кваліфікованих фахівців у галузі забезпечення транспортної безпеки [14] та ін.

Забезпечення транспортної безпеки України ґрунтується на дотриманні Конституції України, законодавства України, норм міжнародного права [1-6].

При цьому намічені завдання та заходи, що вживаються органами державної влади в галузі зміцнення транспортної безпеки повинні бути зрозумілі кожному суб'єкту і об'єкту транспортної безпеки, носити упереджувальний характер, забезпечувати рівність усіх і відповідальність кожного перед законом, спиратися на широку підтримку суспільства.

Забезпечення транспортної безпеки України [10-12], включає: своєчасне прогнозування і виявлення внутрішніх і зовнішніх загроз транспортної безпеки; реалізацію довгострокових заходів щодо попередження і нейтралізації внутрішніх і зовнішніх загроз транспортної безпеки; здійснення заходів спрямованих на профілактику та недопущення матеріальної та моральної шкоди від злочинної діяльності та надзвичайних подій на транспорті; інвентаризацію міжнародних вимог до забезпечення транспортної безпеки, розробку та реалізацію комплексу заходів спрямованих на якісне підвищення рівня транспортної безпеки України, приведення законодавства у відповідність з міжнародними стандартами транспортної безпеки.

Аналіз зарубіжного досвіду показує, що зміцнення транспортної безпеки перебуває в центрі уваги не тільки у держави. Для вирішення проблем транспортної безпеки залучаються різні громадські організації. З інформаційних джерел [12, 13] впливає, що в США сотні приватних компаній і фірм, під егідою відповідних суспільних фондів, систематично виділяють в рамках своїх річних бюджетів величезні кошти на дослідження і розробки проблем транспортної безпеки. Існує усталена практика про те, що турбота про кардинальне і невідкладному підвищенні рівня безпеки на транспорті не може бути лише долею держави, так само як і не повинні тільки державою вишукувати необхідні для вирішення цього завдання фінансові, організаційні та кадрові ресурси. Крім того, навіть сама добре налагоджена система транспортної безпеки не може ефективно функціонувати без широкої опори на розуміння і підтримку всіх структур громадянського суспільства.

Висновки.

Проблема транспортної безпеки в державі і суспільстві очевидна і актуальна. Зростання аварійності, травматизму, шкоди, високий ступінь зносу технічних засоби, особливо рухомого складу, зростаюча загроза актів незаконного втручання в роботу транспорту (тероризм) ускладнюють забезпечувати необхідний рівень всіх видів транспортної безпеки.

Особливу увагу необхідно приділити вдосконаленню нормативно-правовій базі ефективного забезпечення транспортної безпеки в транспортній сфері, її ресурсного забезпечення, сертифікації, ліцензування та страхування транспортної діяльності, технічного обслуговування і ремонту транспортних об'єктів, нагляду і контролю своєчасного та якісного виконання цих та інших робіт.

Необхідно створити сучасне управління щодо забезпечення транспортної безпеки в кризових ситуаціях, в тому числі обумовлених актами незаконного втручання в транспортну безпеку, включаючи терористичні акти.

Для інтеграції в міжнародні системи безпеки виникає гостра необхідність аналізувати проблеми транспортної безпеки на концептуальному рівні з використанням загальнонаукових та новітніх прикладних методів пізнання, орієнтованих в цілому на теоретико-прикладне обґрунтування концепції забезпечення транспортної безпеки України.

Список використаних джерел

1. Конституція України: Закон України. Прийнятий на 5-й сесії Верховної Ради України 28 червня 1996 р. №254к/96-ВР // Відомості Верховної Ради України. – 1996. – №30. – Ст. 141.
2. Про транспорт: Закон України від 10 листопада 1994 р. №232/94-ВР // Відомості Верховної Ради України. – 1994. – №51. – Ст.446.
3. Про функціонування єдиної транспортної системи України в особливий період: Закон України від 20 жовтня 1998 р. №194-XIV // Відомості Верховної Ради України. – 1998. – №52. – Ст.318.8. Про автомобільний транспорт: Закон України від 5 квітня 2001 р. // Офіційний вісник України. – 2001. – №17. – С.50.
4. Указ Президента України «Про Положення про Державну інспекцію України з безпеки на наземному транспорті, із змінами, внесеними згідно з Указом Президента N 506/2013 від 11.09.2013.
5. Положення про Міністерство інфраструктури України: Затверджено Указом Президента України від 12 травня 2011 р. № 581/2011 // CD-версія правової бібліотеки «Инфодиск: Законодательство Украины». – 2012. – № 1.
6. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 року № 2174 р. «Про схвалення Транспортної стратегії України на період до 2020 року».
7. Єдін О., Цветов Ю., Соколов Л. Транспортна політика в Україні // Економіка України. – 2000. – №1. – С. 24-34.
8. Обеспечение безопасности дорожного движения в странах Азии и Тихоокеанского региона: Обзорная информация. — М: НИЦ ГАИ МВД России, 1997. — Вып. 4. — 48 с.
9. Овечкін В. Конституція України та розвиток транспортного законодавства. Деякі питання практики вирішення спорів, що виникають з перевезень вантажів залізницею // Вісник Вищого арбітражного суду України. – 2000. – №2. – С.35.
10. Пащенко Ю. Транспортная политика Украины // Економіка України. – 2001. – №12. – С. 38-43.
11. Скороходов Д. А. Проблемы безопасности транспорта / Д. А Скороходов, А. Л. Стариченков // Транспортная безопасность и технологии. №2(3), 2005г. — с. 24–27.
12. И. Е. Сургачев. «Транспортная безопасность» / И. Е. Сургачев. — 2007. — 270 с.
13. Proceedings of sixteenth scientific-technical conference "Safety systems" — SS-2007 of International informatization forum, Oktober 25, 2007, Moscow. — Москва: Академия ГПС, 2007. — 235с.
14. Режим доступа: <http://www.securpress.ru/>

Аннотация

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРАНСПОРТНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

Степанов А. В., к.т.н., доцент

Статья посвящена вопросам обеспечения транспортной безопасности и раскрывает понятие «угроза транспортной безопасности», которое получает все более широкое применение в стратегических задачах государства. Показано, что действующие мероприятия по обеспечению транспортной безопасности, применяемые приемы, методы, средства защиты граждан в случаях чрезвычайных происшествий на транспорте не в полной мере отражают существующие и потенциальные угрозы. Основное внимание акцентирует на анализе внешних и внутренних источниках угроз, а также на вопросах улучшения обеспечения транспортной безопасности Украины.

Abstract

PROVIDING OF TRANSPORT SAFETY

AV Stepanov, Ph.D., Associate Professor

The article deals with transport safety and reveals the concept of "transportation safety threat," which is becoming more widely used in the strategic objectives of the state. It is shown that the existing measures to ensure transport safety, applied techniques, methods, protection of citizens in case of emergency transport is not fully reflect the existing and potential threats. The main emphasis is on the analysis of external and internal sources of threats, as well as on improving transport safety of Ukraine.

ФИРМЕННЫЙ АВТОСЕРВИС И УПРАВЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТЬЮ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Бажинов А.В. к.т.н., доц.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Рассмотрены уровни оказываемых услуг автосервисными предприятиями. Определены компоненты стратегии управления надежностью транспортных машин.

Совершенствование системы технического обслуживания и ремонта должно идти по пути индивидуализации, ориентированности на каждый конкретный автомобиль. Ремонтно-обслуживающие стратегии и технологии должны строиться исходя из принципа максимализации ресурсоотдачи каждого автомобиля. Эффективная работа системы фирменного автосервиса возможна при решении целого комплекса задач: от проектирования структуры фирменного автосервиса до решения проблем материально-технического снабжения элементов системы.

Услуги, оказываемые в авторизованных (фирменных) станциях автосервиса при продаже нового и бывшего в употреблении подвижного состава, оригинальных запасных частей, сопутствующих товаров, по нашему мнению, предполагают наличие трех условных уровней.

На первом уровне определяется эффект, который дает приобретение транспортной машины, запчастей или услуги: запасная часть для автомобиля и обеспечение ее нормальной работы - это услуга для решения определенной проблемы потребителя.

На втором уровне определяется реальное исполнение транспортной машины, запчастей или услуги: ее товарный вид, привлекательность для покупателя, отличие от продукции конкурентов. Сюда можно отнести товарный знак завода-изготовителя, определяющий престижность запчастей, качество, надежность, безопасность транспортной машины, габариты, мощность, экологичность (например, соблюдение норм СО), цена, гарантийное обслуживание и т.д.

На третьем уровне формируется интегрированное качество транспортной машины, запчасти или услуги за счет предоставления потребителям дополнительного сервиса: предпродажная подготовка, продажное и послепродажное обслуживание (консультации), проявление личного внимания к покупателю, доставка, установка, различные формы оплаты, гарантийное и послегарантийное обслуживание.

Таким образом, развитие индустрии автосервиса следует рассматривать как совокупность автомобиля и сервисных услуг.

В условиях рыночной экономики под сервисом стали понимать комплекс

услуг, связанный со сбытом и эксплуатацией транспортных машин, запчастей. Сущность рыночного сервиса заключается в том, что фирмы-производители запасных частей и сопутствующих товаров берут на себя ответственность за работоспособность и надежность своей продукции в течение всего срока эксплуатации.

Кроме того, важным критерием сбыта запасных частей для автомобилей, проведения обслуживания и ремонта является эффективность обслуживания потребителей.

С точки зрения клиентов, эффективность деятельности фирмы характеризуется способностью обеспечить надежное функционирование предлагаемых запчастей и оперативно реагировать на заявку о замене или ремонте деталей, что требует значительного запаса деталей и технической компетентности работников обслуживания. Так, вопрос надежности функционирования транспортной машины возникает одним из первых при рассмотрении транспорта в качестве элемента логистической системы. Именно этим показателем в значительной мере определяется надежность работы всей логистической цепи [1].

Поддержание высокого уровня надежности, снижение затрат на техническое обслуживание (ТО) и текущий ремонт (ТР) транспортных машин должны обеспечиваться эффективным функционированием системы автомобильного сервиса. Совершенствование организационных форм и систем управления техническим обслуживанием и ремонтом автомобильных средств на базе фирменных автосервисных станций с привлечением современных информационных технологий и моделирования позволяет сократить затраты на ТО и ремонт и тем самым снизить для перевозчика себестоимость транспортных услуг. Компоненты, на основе которых должны формироваться стратегии управления ТО и ремонтом подвижного состава, образуют три больших блока (рис.1) - информационный, модельный и расчетно-технологический [1].

Первый блок - информационный - представляет собой специализированную базу данных, объединяющую информацию о характеристиках эксплуатационных материалов, номенклатуре ремонтно-восстановительных и профилактических воздействий, деталях, лимитирующих надежность узлов и агрегатов и сопряженных с ними. В этой же или связанной с ней базе собирается и обобщается в статистические формы информация о наработках до предельного состояния деталей и материалов либо о параметрах, характеризующих изменение их технического состояния в зависимости от пробега автомобиля.

Второй блок объединяет модели расчета трех уровней - периодичности ТО, наработок до проведения предупредительных ремонтов (сопутствующего и узлового) и наработок до капитальных ремонтов и списания. Это позволяет в зависимости от имеющейся информации выбирать ту или иную расчетную модель. В целом этот блок можно представить в виде базы специализированных приложений для решения задач моделирования ремонтно-профилактических стратегий.

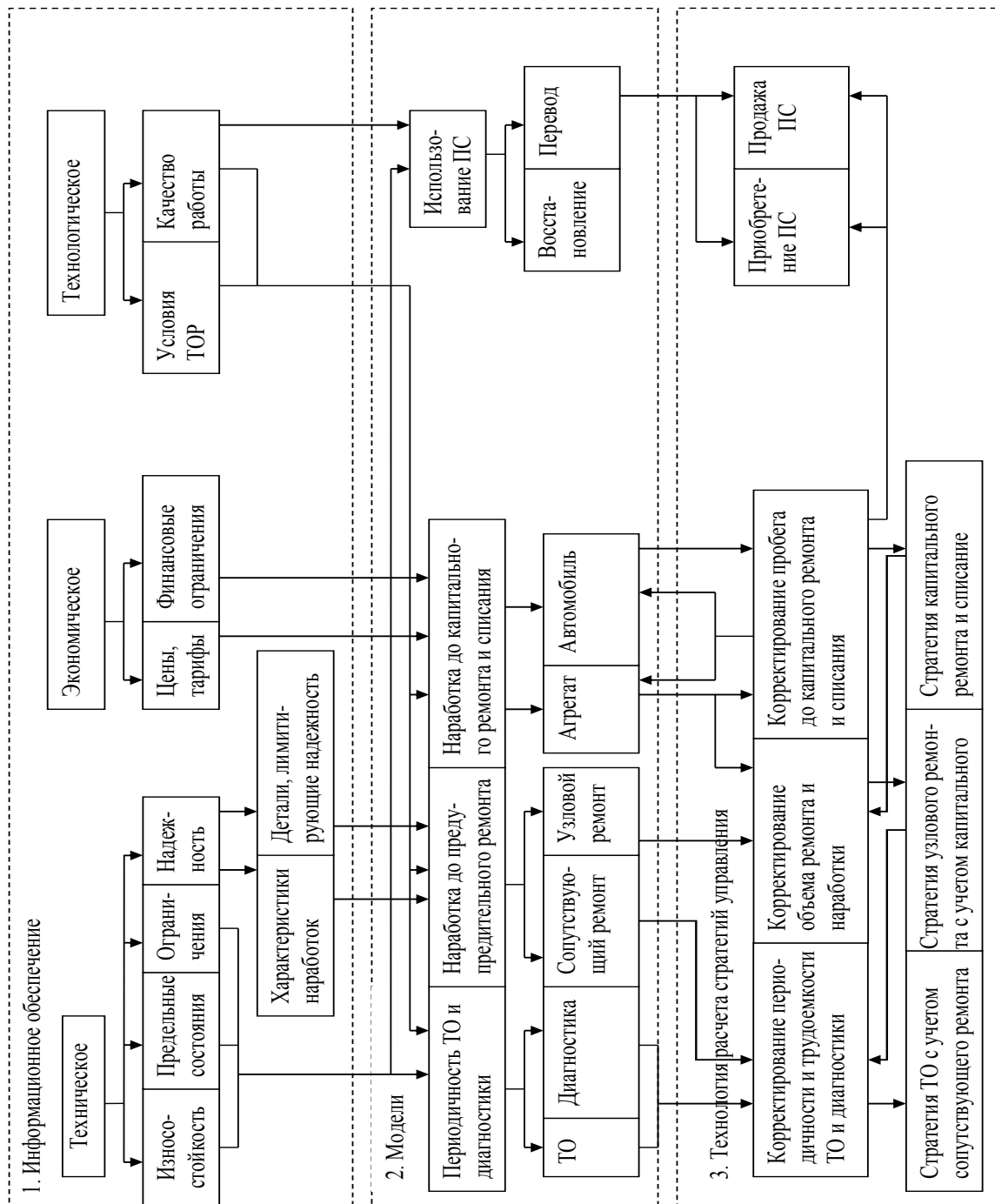


Рис. 1 – Схема формирования стратегии управления ТО и ремонтом

Третий блок представляет собой специализированную базу приложений, реализующих непосредственные процедуры формирования ремонтно-профилактических стратегий. Расчеты выполняются на основе результатов моделирования путем корректировок и согласования наработок с оценкой финальных показателей для конкретных стратегий. Предполагает возможность реализации как прямого, так и обратного алгоритма формирования стратегий управления, а также итерационного поиска глобально-оптимальной стратегии при достаточности информации.

Учет условий эксплуатации, при которых используется автомобиль, влияют на режим работы агрегатов и деталей, изменяя их техническое состояние. Это необходимо при определении нормативов, потребности в

ресурсах. Различают две группы условий эксплуатации объективные и субъективные. Первые условия эксплуатации действуют на все автомобили, а вторые только на конкретные автомобили.

Количество технических обслуживаний за год автомобилей определяется по энергетическим затратам на транспортную работу, учитывая при этом названные группы условий эксплуатации:

$$N_{ТО_2} = \frac{Q_{год}}{Q_{ТО}} = \frac{Q_{год}}{H_{л} \cdot L_{н}}, \quad (1)$$

где $Q_{год}$ - суммарный расход топлива за год, л;

$Q_{ТО}$ - нормативный расход топлива на ТО, л;

$H_{л}$ - норма расхода топлива для I категории условий эксплуатации, л /100 км);

$L_{н}$ - нормативный пробег на проведенный технический обслуживание, км.

Таким образом, определяем базовый режим эксплуатации транспортной машины, в котором наименьшая потребность в обслуживании наблюдения при средней скорости движения транспортной машины (0,55...0,70) V_{max} с минимальным расходом топлива.

Список литературы

1. Лукинский В. С. Логистика автомобильного транспорта / В. С. Лукинский, В. И. Бережной, Е. В. Бережная, и др. – М.: Финансы и статистика, 2000. – 324 с.
2. Бажинов Ан. В. Прогнозирование потребности в запасных частях к транспортным машинам. монография. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – 128с.

Анотація

ФІРМОВИЙ АВТОСЕРВІС І УПРАВЛІННЯ НАДІЙНІСТЮ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

Бажинов А.В. к.т.н., доц.,

*Розглянуто рівні надаваних послуг автосервісних підприємств.
Визначено компоненти стратегії управління надійністю транспортних машин.*

Abstract

CORPORATE CAR SERVICE AND RELIABILITY MANAGEMENT TRANSPORT MACHINES

Bazhinov An.W. Cand. technology., ass. Professor

*Considered the levels of services Are components of the garages enterprises.
strategy for the management of the reliability of machines.*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН С ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЁННОЙ РАМОЙ

Полянский А.С., д.т.н., проф., Задорожная В.В. к.т.н., доц., Переверзева Л.Н., старший преподаватель,

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Получена математическая модель углового возмущенного движения в поперечной плоскости шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта на поперечном уклоне с учетом наличия упругого элемента в горизонтальном шарнире между секциями. Применение упругих элементов позволяет демпфировать модальные угловые скорости секций до 20%. Полученные результаты подтверждены экспериментальными исследованиями и могут быть использованы для повышения поперечной устойчивости.

Введение

Повышение поперечной устойчивости положения колесных средств транспорта в значительной степени влияет на безопасность их эксплуатации. Для шарнирно-сочлененных машин, в связи с их конструктивными особенностями, это имеет особенное значение. Известно, что обеспечивать и повышать поперечную устойчивость можно различными способами, в том числе изменением конструкции или ее дополнением различными элементами. При этом важной составляющей такого процесса является прогнозирование степени влияния предлагаемых разработок на параметры устойчивости положения средств транспорта путем математического моделирования, сокращая затраты на создание дорогостоящих натуральных образцов.

Анализ последних достижений и публикаций

Исследованиями характеристик движения динамических систем, в том числе колесных средств транспорта, занималось большое количество авторов [1-13]. Основная масса таких исследований направлена на определение параметров устойчивости движения и плавности хода. Определение характеристик устойчивости положения неразрывно связано как с конструктивными параметрами машины, так и с параметрами движения. В классических трудах А.М. Ляпунова устойчивость динамической системы рассматривается не как свойство самой системы, а как свойство ее движения, характеризующее взаимосвязь возмущенного и невозмущенного состояния движения, независимо от того, как и вследствие чего оно осуществляется. Если возмущающее воздействие не прекращается в определенное время, то можно утверждать, что: «Движение механической системы устойчиво, если при действии ограниченных возмущений отклонения от невозмущенного движения

остаются ограниченными»[1]. Поэтому решение задач, связанных с определением параметров и повышением поперечной устойчивости положения таких машин моделированием взаимосвязи возмущенного и невозмущенного состояния движения, является актуальным.

Цель и постановка задачи

Целью работы является повышение поперечной устойчивости шарнирно-сочлененных средств транспорта на основе применения упругого элемента в горизонтальном шарнире. Для достижения поставленной цели необходимо решить задачу математического моделирования появления углового возмущения в поперечной плоскости движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта на уклоне.

Разработка математической модели движения шарнирно-сочлененного колесного средства на уклоне

Рассмотрим движение колесной машины на поперечном уклоне (рис.1).

Условия бокового опрокидывания машины является поворот остова машины в поперечной плоскости на угол γ_{np} , являющийся предельным по условию устойчивости положения в поперечной плоскости.

$$\gamma_{np} = \alpha - \beta, \quad (1)$$

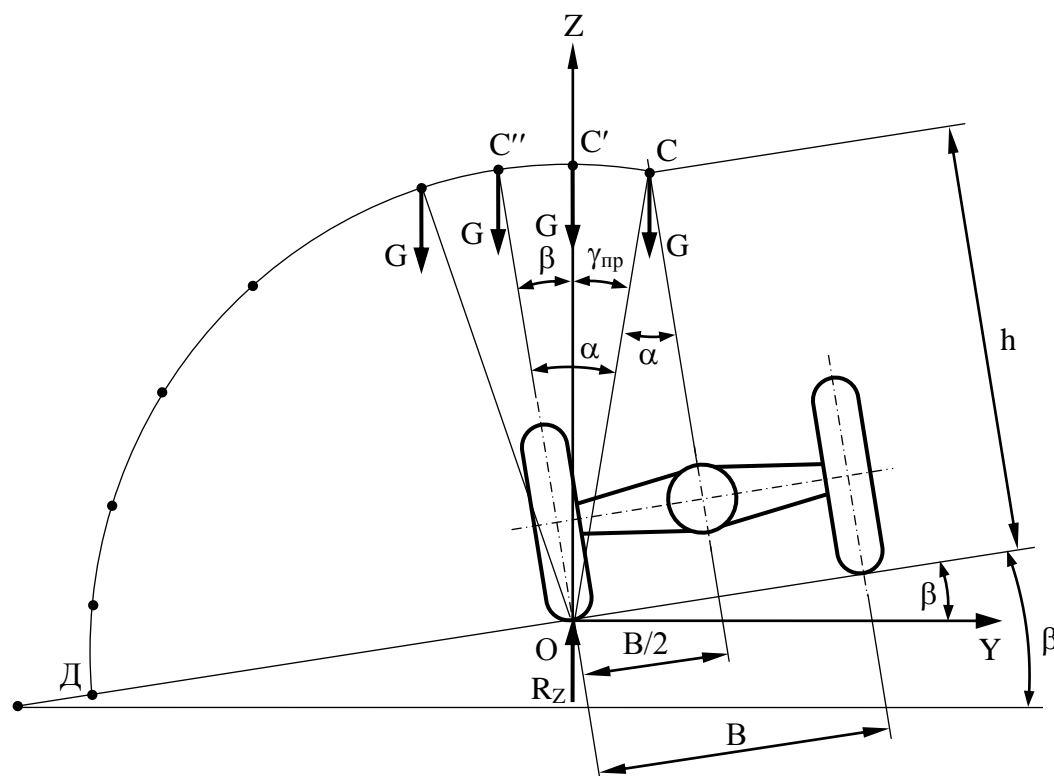


Рис. 1 Расчетная схема для оценки поперечной устойчивости положения колесных машин

где α - угол поперечной статической устойчивости колесной машины,

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{B}{2h} \quad (2)$$

B – колея машины (поперечная колесная база);

h - высота центра масс машины;

β - угол поперечного уклона дороги.

Очевидно, что при появлении углового возмущения γ_e в поперечной плоскости ($(\gamma_e \geq \gamma_{np})$) линия действия силы тяжести G будет проходить левее оси OZ и момент стабилизирующей от силы тяжести G станет опрокидывающим. Машина теряет устойчивость положения и опрокинется даже при исчезновении возмущающих воздействий. Таким образом, γ_{np} является предельным угловым кинематическим возмущением при превышении которого теряется устойчивость. В случае использования различных систем автоматической динамической стабилизации положения машины, необходимо определить параметры возмущенного движения остова в поперечной плоскости на более ранней стадии появления последнего. В этом случае целесообразно определять в качестве возмущений угловую скорость и ускорение остова машины в поперечной плоскости.

Конструкцию устройства, что снижает вертикальные ускорения, представляет корпус, в котором установлен горизонтальный и вертикальный шарниры, а также упорные элементы, выполненные, в виде приливов и оснащены демпфирующими элементами, которые связаны одним концом с приливом на корпусе шарнира, а другим – с приливом полурамы, причем приливы шарнира и полурамы выполнены в виде стаканов [4].

Устройство для обеспечения поперечной устойчивости колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой (рисунок 2) состоит: из корпуса 1, в котором установлены горизонтальный и вертикальный шарниры, соединяющие собой переднюю 2 и заднюю 3 полурамы, приливы в виде стаканов 4 и демпфирующие элементы 5.

Устройство работает следующим образом. Во время движения неровностями возникают динамические нагрузки за счет взаимного перемещения передней 1 и задней 2 полурамы в вертикальной плоскости. Установленные демпфирующие элементы 5 создают усилие, которое направлено на выравнивание положения полурамы и уменьшения их скорости относительно перемещения. Это позволяет повысить поперечную устойчивость колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой во время движения по неровностям.

Оснащение устройством колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой обеспечит уменьшение динамических нагрузок во время движения неровностями и недопущение превышения указанной границы значения угла наклона передней полурамы, относительно задней, повышения поперечной устойчивости и надежности при эксплуатации.

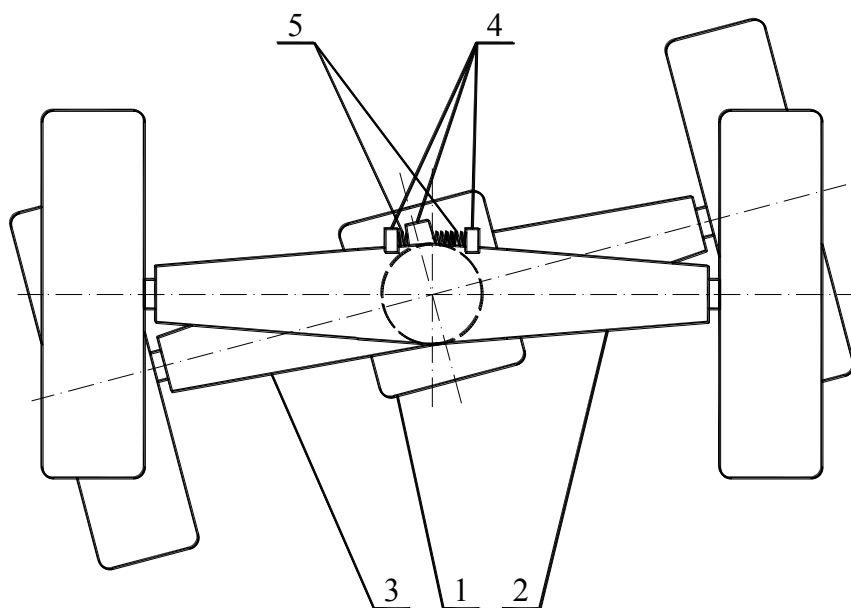


Рисунок 2. Устройство для обеспечения поперечной устойчивости колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой: 1 – корпус; 2 – передняя полурама; 3 – задняя полурама; 4 – стаканы; 5 – демпфирующие элементы.

Предложенный подход позволяет учесть взаимодействие полурам в процессе движения; вязко-упругие характеристики демпфирующих элементов трактора.

Выводы

Разработана математическая модель углового возмущения γ_e в поперечной плоскости при движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта на уклоне.

Наличие упругих элементов в горизонтальном шарнире между секциями повышает поперечную устойчивость положения машины при движении на уклоне за счет снижения модальных угловых скоростей секций до 20%.

Список литературы

1. Дорошенко Н. А. Обоснование и разработка методов выбора параметров трактора, типа Т-150К по показателям плавности хода и устойчивости на транспортных работах: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Н. А. Дорошенко. - Харьков, 1990. – 22 с.
2. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / В.Ф. Коновалов – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
3. Влияние возмущающей силы на устойчивость колёсных машин при боковом опрокидывании / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, В. В. Задорожня // Вісті Автомобіль.-дорожн. ін.-ту: Науково-

виробничий збірник – Горлівка: ДВНЗ «ДонНТУ» АДІ., 2010. - №1(10). – С.127-133.

4. Пристрій для забезпечення поперечної стійкості колісних машин з шарнірно-зчленованою рамою. Пат. 63377 Україна, МПК В62D 21/00 / Подригало М.А., Полянський О.С., Дубінін Е.О., Клец Д.М., Задорожня В.В. (Україна). - №201103211; Заявл. 18.03.11; Опубл. 10.10.11, Бюл. №21. – 2с.

Анотація

МОДЕЛЮВАННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ ПОЛОЖЕННЯ КОЛІСНИХ МАШИН З ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ РАМОЮ

Полянський О.С., Задорожня В.В., Переверзева Л. М.

Отримана математична модель кутового обуреного руху в поперечній площині шарнірно-зчленованого колісного засобу транспорту на поперечному ухилі з урахуванням наявності пружного елемента в горизонтальному шарнірі між секціями. Застосування пружних елементів дозволяє демпфувати модальні кутові швидкості секцій до 20%. Отримані результати підтверджені експериментальними дослідженнями і можуть бути використані для підвищення поперечної стійкості.

Abstract

SIMULATION OF LATERAL STABILITY WHEEL CAR WITH ARTICULATED TRUCKS

A. Polyansky, V. Zadorozhnyaya, L. Pereversev

The mathematical model of the angular perturbed motion in the transverse plane of the articulated wheeled means of transport in cross slope based on the availability of the elastic element in the horizontal joint between sections. The use of elastic elements makes it possible to damp angular velocity modal sections up to 20%. The obtained results are confirmed by experimental studies and can be used to improve lateral stability.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗОВ В ПРОЦЕССЕ ДОРОЖНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Подригало М.А., д.т.н., профессор, Тарасов Ю.В., к.т.н., доцент
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В данной статье представлен метод определения работы, совершаемой тормозными механизмами при проведении тормозных исследований тип «0» и тип «1», через полученные значения парциального ускорения автомобиля при выбеге. Предложенный метод позволяет повысить точность оценки энергонагруженности тормозов автомобиля при дорожных тормозных испытаниях тип «0» и тип «1».

Введение

При торможении автомобиля сопротивление движению оказывают не только силы трения в тормозах, но и естественные силы сопротивления движению: сухое и вязкое трение в трансмиссии, сопротивление качению колес и аэродинамическое сопротивление. Выделение той части кинетической и потенциальной энергии автомобиля, которая рассеивается непосредственно в тормозных механизмах, позволяет повысить точность и объективность оценки энергонагруженности последних при проведении тормозных испытаний.

В настоящей статье предложен экспериментально-теоретический метод оценки энергонагруженности тормозных механизмов, основанный на использовании метода парциальных ускорений.

Анализ последних исследований и публикаций

Оценке энергонагруженности тормозных механизмов колесных машин при различных видах испытаний в дорожных условиях посвящено значительное количество исследований [1-5]. В работе [3] для колесного трактора предложен метод определения энергонагруженности тормозных механизмов в эксплуатационных условиях. Приведенный в работе [3] метод позволил авторам указанной работы прогнозировать долговечность фрикционных накладок тормозных механизмов. Однако, применение этого метода предусматривало разработку измерительного комплекса с несколькими типами датчиков, что приводило к значительным погрешностям измерений.

Использование метода парциальных ускорений [6] позволило авторам работы [4] разработать метод оценки распределения энергии автомобиля по различным видам сопротивления. Однако, обработка результатов экспериментального исследования указанным методом требовала определения значительного числа параметров путем решения систем уравнений, что также приводило к увеличению погрешности окончательного результата.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов при проведении тормозных исследований в дорожных условиях.

Для достижения указанной цели необходимо определить работу, совершаемую тормозными механизмами при проведении тормозных исследований тип «0» и тип «1».

Определение работы трения в тормозах при испытаниях тип «0»

Уравнение динамики торможения автомобиля можно представить в виде [4]

$$m\dot{V}_T = -P_T - \frac{M_{TP}^{CT}}{r_d} + \frac{M_{TP}^{КИН}}{r_d} + \frac{M_{TP}^{ДИН}}{r_d} - mgf - \frac{C_x}{2} \rho F V^2, \quad (1)$$

где m – общая масса автомобиля; \dot{V}_T – ускорение автомобиля при торможении; P_T – тормозная сила, развиваемая тормозными механизмами автомобиля; M_{TP}^{CT} – приведенный к ведущим колесам момент сухого трения в трансмиссии; $M_{TP}^{КИН}$ – приведенный к ведущим колесам момент вязкого трения в трансмиссии;

$$M_{TP}^{КИН} = K \cdot V, \quad (2)$$

V – линейная скорость автомобиля; K – коэффициент пропорциональности; $M_{TP}^{ДИН}$ – момент динамических потерь в трансмиссии;

$$M_{TP}^{ДИН} = -J_{TP}^{ПП} \cdot \frac{V}{r_d}, \quad (3)$$

$J_{TP}^{ПП}$ – приводной момент к ведущим колесам момент инерции трансмиссии; r_d – динамический радиус колеса; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²; f – коэффициент сопротивления качению колеса; C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ – плотность воздуха; F – лобовая площадь (мидель) автомобиля.

Из уравнения (1) получим уравнение парциальных ускорений [6], разделив его левую и правую части на общую массу автомобиля.

$$\dot{V}_T = -\frac{P_T}{m} + \dot{V}_{ВЫБ}, \quad (4)$$

где $\dot{V}_{\text{ВЫБ}}$ – парциальное ускорение автомобиля при выбеге.

$$\dot{V}_{\text{ВЫБ}} = \frac{1}{m} \left(\frac{M_{\text{ТР}}^{\text{СТ}}}{r_{\text{д}}} + \frac{kV}{r_{\text{д}}} \right) + \frac{J_{\text{ТР}}^{\text{ПР}}}{mr_{\text{д}}^2} \dot{V}_{\text{ВЫБ}} + gf + \frac{C_x \rho F}{2m} V^2, \quad (5)$$

Преобразовав уравнение (5), получим

$$\dot{V}_{\text{ВЫБ}} = \frac{1}{\delta_{\text{вп}} m} \left(\frac{M_{\text{ТР}}^{\text{СТ}}}{r_{\text{д}}} + \frac{kV}{r_{\text{д}}} \right) - \frac{gf}{\delta_{\text{вп}}} - \frac{C_x \rho F}{2m \delta_{\text{вп}}} V^2, \quad (6)$$

где $\delta_{\text{вп}}$ – коэффициент учета вращающихся масс трансмиссии (при торможении с не отключенным двигателем учитывает также и момент инерции приведенных к ним поступательно вращающихся масс двигателя),

$$\delta_{\text{вп}} = 1 + \frac{J_{\text{ТР}}^{\text{ПР}}}{mr_{\text{д}}^2}. \quad (7)$$

Из уравнения (4) определим тормозную силу

$$P_{\text{Т}} = -m(\dot{V}_{\text{Т}} - \dot{V}_{\text{ВЫБ}}). \quad (8)$$

Умножив левую и правую части уравнения (8) на скорость автомобиля V , получим

$$P_{\text{Т}} V = -mV(\dot{V}_{\text{Т}} - \dot{V}_{\text{ВЫБ}}). \quad (9)$$

Учитывая, что

$$\dot{V}_{\text{Т}} = -j_{\text{Т}}, \quad (10)$$

$$\dot{V}_{\text{ВЫБ}} = -j_{\text{ВЫБ}}, \quad (11)$$

где $j_{\text{Т}}$; $j_{\text{ВЫБ}}$ – замедление автомобиля при торможении и выбеге, соответственно.

Подставляя (10) и (11) в уравнение (9), определим мощность трения в тормозных механизмах

$$N_{\text{ТР}} = mV(j_{\text{Т}} - j_{\text{ВЫБ}}). \quad (12)$$

Правая часть уравнения - непрерывное измерение замедления (ускорения)

и скорости автомобиля при выбеге и торможении. Совместив значение замедлений j_T и $j_{ВЫБ}$ для одинаковых скоростей, можно в дальнейшем определить мощность трения в тормозах при различных скоростях V .

Проинтегрируем по времени левую и правую часть уравнения (9)

$$\int_0^{T_T} P_T V dt = -m \int_0^{T_T} V \dot{V}_T dt + m \int_0^{T_{ВЫБ}} V \dot{V}_{ВЫБ} dt, \quad (13)$$

где T_T и $T_{ВЫБ}$ – время торможения и выбега автомобиля.

В левой части уравнения (13) мы имеем работу трения A_{TP} , совершенную фрикционными парами тормозов. В правой части имеем следующее:

$$m \int_0^{T_T} V \dot{V}_T dt = m \int_0^{S_T} \dot{V}_T ds, \quad (14)$$

$$m \int_0^{T_{ВЫБ}} V \dot{V}_{ВЫБ} dt = m \int_0^{S_{ВЫБ}} \dot{V}_{ВЫБ} ds, \quad (15)$$

где S_T и $S_{ВЫБ}$ – тормозной путь и путь выбега автомобиля, соответственно.

Таким образом, учитывая соотношение (10), (11), (14) и (15), преобразуем уравнение (13) к виду:

$$A_{TP} = m \int_0^{S_T} j_T ds - \int_0^{S_{ВЫБ}} j_{ВЫБ} ds \quad (16)$$

Для реализации решения уравнения (16) при проведении экспериментальных исследований необходимо в программу бортового компьютера ввести численное интегрирование j_T и $j_{ВЫБ}$ по пути S , проходимому автомобилем при торможении и выбеге автомобиля. Значения S_T и $S_{ВЫБ}$ определяют в момент времени, при которых $V=0$.

Определение работы трения в тормозах при испытаниях тип «1»

При испытаниях тип «1» торможение автомобиля происходит от скорости $V_{НАЧ}$ до скорости $V_{КОН}$. В этом случае первый член правой части уравнения (13) можно представить в виде

$$m \int_0^{T_T} V \dot{V}_T dt = m \int_{V_{НАЧ}}^{V_{КОН}} V dV = -\frac{m}{2} (V_{НАЧ}^2 - V_{КОН}^2). \quad (17)$$

В уравнении (15) предел интегрирования $S_{ВЫБ}$ нужно заменить на $S^1_{ВЫБ}$, соответствующий пути выбега автомобиля от скорости $V_{НАЧ}$ до момента времени, в который скорость V достигает величины $V_{КОН}$.

Таким образом, для случая испытаний тип «1» уравнение (16) примет вид

$$A^1_{TP} = -\frac{m}{2}(V_{НАЧ}^2 - V_{КОН}^2) - \int_0^{S_{ВЫБ}^1} j_{ВЫБ} ds, \quad (18)$$

Из уравнения (18) при $V_{КОН} = 0$ и $\dot{S}_{ВЫБ} = S_{ВЫБ}$ в качестве частного случая можно получить уравнение для испытаний типа «0».

$$A_{TP} = -\frac{m}{2} V_{НАЧ}^2 - \int_0^{S_{ВЫБ}} j_{ВЫБ} ds. \quad (19)$$

Уравнение (19) является более простым вариантом записи уравнения (16).

Выводы

Предложенный метод позволяет повысить точность оценки энергонагруженности тормозов автомобиля при дорожных тормозных испытаниях тип «0» и тип «1».

Список литературы

1. Бухарин Н.А. Автомобили/ Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – М: Машиностроение, 1993. – 504 с.
2. Никульников Э.Н. Разработка методов экспериментально-расчетного определения режимов работы, путей повышения эффективности и снижения нагруженности автомобильных тормозных механизмов: автореф. дис. на соискание ученой степени к.т.н. 05.05.03 – автомобили и тракторы / Э.Н. Никуленков. – Димитров:НАМИ, 1984. – 24 с.
3. Подригало М.А. Тормозные свойства и тормозные механизмы колесных тракторов / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Павленко, Я.А. Бобров, Д.В. Абрамов. – Харьков: изда-во ХНАДУ, 2007. – 507 с.
4. Подригало М.А. Застосування методу парціальних прискорень для визначення енерговантаження автомобіля, що гальмує. / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеїн// Вісник Тернопольського національного технічного університету, № 1[65]. Науковий журнал. – Тернопіль, 2012. – С. 59-64.
5. Подригало М.А. Повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей при испытаниях тип 1 / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 40. Технические науки. – Симферополь: НИЦКИПУ, 2013. – С. 33-37.

6. Метод парциальных ускорений и его приложение в динамике мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожная. – Харьков: изд-во «Міськ друк», 2012. – 220 с.

Анотація

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ПАРЦІАЛЬНОГО ПРИСКОРЕННЯ ПРИ ОЦІНЦІ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ГАЛЬМ У ПРОЦЕСІ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ

Подригало М.А., Тарасов Ю.В.

У даній статті представлений метод визначення роботи, що здійснюються гальмівними механізмами при проведенні гальмівних досліджень тип «0» і тип «1», через отримані значення парціального прискорення автомобіля при вибігу. Запропонований метод дозволяє підвищити точність оцінки енергонавантаженості гальм автомобіля при дорожніх гальмівних випробуваннях тип «0» і тип «1».

Abstract

APPLICATION OF PARTIAL ACCELERATION WHEN EVALUATING ENERGY LOADING BRAKES DURING ROAD TEST

M. Podrigalo, Y. Tarasov

When braking, the resistance movement has not only the force of friction in the brakes, but also the natural resistance force: dry and viscous friction in the transmission, wheels rolling resistance and aerodynamic drag. The allocation of that part of the kinetic and potential energy of the vehicle, which is dissipated directly brake mechanisms, to improve the accuracy and objectivity of the last energy loading during the brake tests. In this article the analytical dependence for determining the work done by the brakes during braking test type "0" and type "1". Also in the paper presented a method to determine the work done by brakes during braking research type "0" and type "1" through the acceleration values obtained partial acceleration cars to coast. The proposed method improves the accuracy of estimates energy loading brakes the car at road brake test type "0" and type "1".

ПУТИ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ТРАКТОРОВ ПЛАЗМЕННЫМ НАПЫЛЕНИЕМ С УЧЕТОМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВЗРЫВОПОЖАРОБЕЗОПАСНОСТИ ТЕХНОЛОГИИ

Лузан С.А. д.т.н., проф., Кириенко Н.М. к.т.н., доц.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства им. Петра Василенко*

Статья посвящена исследованию свойств и разработке технологии воздушно-плазменного напыления антифрикционного покрытия на вал коробки передач трактора с целью повышения ресурса

Введение. Как свидетельствуют статистические данные Украинской Ассоциации «Надежность машин и сооружений», за период эксплуатации затраты металла на запчасти тракторного двигателя составляют 50-100 % его массы, шасси трактора – 100 %. Затраты средств на техническое обслуживание и ремонт автомобилей, тракторов за весь срок службы в 3-6 раз превышает стоимость их изготовления.

Развитие современной тракторной техники обусловлено усилением условий эксплуатации агрегатов, узлов и деталей. В связи с этим повышение износостойкости деталей машин, определяющих их ресурс, является актуальной задачей.

Анализ основных достижений и публикаций. В монографии [1] на основе анализа влияния ряда факторов: нагрузки, частоты вращения, степени загрязнения смазочной среды, конструктивных особенностей узлов, сопряжений на интенсивность изнашивания и динамику накопления усталостных повреждений, а также с учётом накопленного опыта повышения работоспособности деталей и узлов на Харьковском тракторном заводе была определена номенклатура деталей шасси колесных тракторов типа Т-150К требующих повышения долговечности. Номенклатура содержит 36 деталей. Преобладающие виды повреждений: износ – 33 детали, питтинг зубьев – 2 детали, спекание втулки с валом – 1 деталь. Если проанализировать выбранные возможные пути повышения долговечности, то на долю упрочняющих технологий приходится 9 деталей (плазменное напыление – 3 дет., химико-термическое упрочнение – 3 дет., лазерное упрочнение – 3 дет.), что составляет более 27%, а среди них плазменное напыление и лазерное упрочнение занимают объем 67%.

Ресурс большинства машин зависит от относительно небольшого количества деталей. Это позволяет планировать объемы их восстановления, разрабатывать, выпускать и внедрять специальное оборудование, создавать и развивать

специализированные производства, наращивать объёмы и расширять номенклатуру восстановления изношенных деталей.

Агрегаты и узлы автомобилей, тракторов и сельскохозяйственных машин представляют собой совокупность множества деталей типа: вал, втулка, рычаг, корпус, шестерня, подвергающиеся в процессе эксплуатации воздействию различного рода нагрузкам и среды, приводящих к необратимым процессам износа их рабочих поверхностей.

При обработке статистических данных по отказам деталей автомобилей установлено следующее их распределение: износ – 53,4%; разрушение (трещины, поломка, обрыв части детали) – 18,9%; деформация (растяжение, скручивание, изгиб) – 10,4%, другие виды дефектов – 17,3%.

Существующие традиционные методы упрочнения: термические, химико–термические, поверхностное пластическое деформирование не всегда отвечают предъявляемым требованиям к ресурсу. Известные способы наплавки обеспечивают получение необходимых свойств у рабочих поверхностей, однако, значительные тепловложения в материал детали, без которых невозможно произвести наплавку, приводят к наибольшим термическим остаточным напряжениям и деформациям, устранить которые, в ряде случаев, не представляется возможным. Кроме того, получение тонких наплавленных покрытий на поверхности деталей сложной формы значительно усложняет технологический процесс и он трудно поддается механизации.

Эффективным способом, лишенным вышеперечисленных недостатков, является плазменное напыление. В настоящее время у нас в стране и за рубежом накоплен большой опыт по применению плазменного напыления защитных покрытий. Фирма «Metco» (Италия) широко применяет плазменное напыление с целью защиты от износа, коррозии, а также для восстановления изношенных деталей машин [2]. Фирма «Plasma – Technic» (Швейцария) производит напыление сплавом ОТЗ ($Al_2O_3+3\%TiO_2$) или ОТ13 ($Al_2O_3+13\%TiO_2$) деталей текстильного оборудования, что значительно повышает их стойкость против износа [3]. На Одесском заводе поршневых колец внедрен технологический процесс изготовления компрессионных поршневых колец с плазменным молибденовым покрытием [4].

Формулировка целей статьи. Разработать рекомендации по совершенствованию технологии плазменного повышения ресурса деталей тракторов с учетом обеспечения взрывопожаробезопасности.

Основной материал. Одной из деталей, определяющих ресурс трактора Т-150К, является вал первичный коробки передач. Зубья венца вала в процессе эксплуатации подвергаются деформации из-за повышенного нагрева в сопряжении со шлицами диска сцепления двигателя.

Для повышения ресурса работы вала первичного коробки передач был выбран антифрикционный порошок на основе меди ПГ-19М-01 и исследованы его триботехнические свойства.

Покрытия наносили методом плазменного напыления на основу из стали 25ХГТ, прошедшую химико-термическую обработку (нитроцементацию),

обеспечивающую твердость 57-65 HRC в поверхностном слое глубиной 0,8-1,3 мм.

Для исследования покрытий применяли оптическую (микроскоп МИМ-8), электронную растровую микроскопию (микроскоп JSM-840 с системой микроанализаторов LINK 860/500), а также рентгеновский микроанализатор MAP-3, способ рентгеноструктурного фазового анализа на дифрактометре ДРОН-2.

Триботехнические свойства плазменных покрытий изучали на машине трения, позволяющей осуществлять возвратно-поступательное движение полусферического индентора по плоской поверхности образцов. Полусферический индентор радиусом 4 мм из сплава ВК-8 позволял получить в зоне трения контактные напряжения 1000 МПа при нормальной нагрузке 9,8 Н. Плазменные покрытия из сплава на основе меди ПГ-19М-01 наносили на плоские образцы Ø49 мм, h=3 мм из стали 25ХГТ толщиной 20 и 30 мкм. Скорость скольжения составляла 0,018 м/с, путь трения – 100 м (5000 циклов) при температуре 20⁰С. Испытания производили в среде минерального масла МС-20. Степень износа образцов определяли по потере веса.

Общую пористость определяли на отделенных от подложки покрытиях в соответствии с ГОСТ 18898-89.

Рентгенофазовый анализ плазменных покрытий показал, что основной фазой в покрытиях является твердый раствор алюминия в меди с периодом решетки $a = 3,6479 \text{ \AA}$ существенно превышающим период решетки чистой меди $a = 3,61479 \text{ \AA}$ [5].

Методами рентгеновской тензометрии по положению линии (420) α – твердого раствора Al в Cu установлено, что покрытие толщиной 20 мкм соответствуют растягивающие напряжения величиной $\sigma = 235 \text{ МПа}$, действующие в отражающем слое (слое, формирующем картину дифракции) толщиной до 5 мкм. Для расчета напряжений по измеренной деформации решетки использовалось значение модуля упругости $E = 11,8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ [6].

В покрытии толщиной 30 мкм величина растягивающих напряжений в 2,5 раза меньше и составляет $\sigma = 93 \text{ МПа}$, а в покрытии толщиной 0,5 мм, отделенном от основы, остаточные напряжения соответствуют $\sigma = 103 \text{ МПа}$ на толщине дифракционного слоя.

Общая пористость покрытий достигает 46-48 %. Это преимущественно открытая пористость. Для покрытий толщиной 20-30 мкм она составляет 30-35 %. В толстых (125 мкм) покрытиях общая пористость несколько снижается и, главным образом, за счет уменьшения вклада открытой пористости. Общий объем и средний размер пор снижается в глубь от приповерхностной зоны покрытия до его основы. Открытая пористость преобладает в приповерхностной со стороны напыления зоне глубиной 25-30 мкм при толщине покрытия 125 мкм. В более тонких покрытиях формируется пористая структура, имеющая лабиринтный характер, и преобладают поры, имеющие открытый выход наружу.

Анализ микроструктуры поверхности покрытия толщиной свыше 100 мкм показал, что она крайне неоднородна: гладкие бесструктурные участки

чередуются с частицами различной морфологии (рис.1).

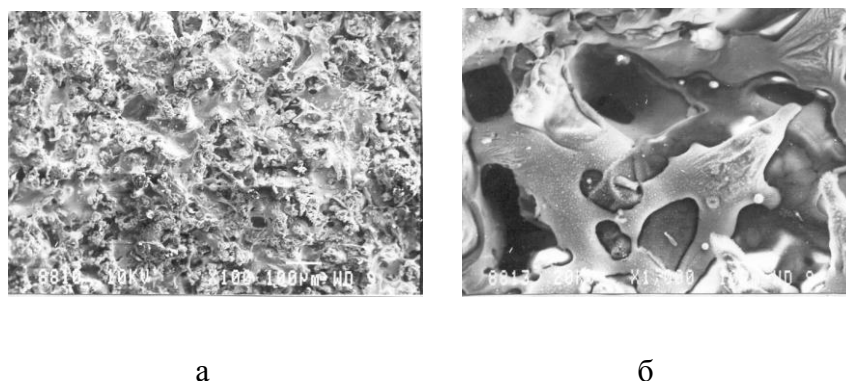


Рисунок 1 – Микроструктура наружной поверхности отделенного от подложки покрытия: а – x100; б – x1000.

Износ покрытий на пути трения 100 м не превышал 0,1 мг, а линейный износ (глубина дорожек трения) составил около 10 мкм. Коэффициент трения в процессе испытаний равнялся $k = 0,1$ и не зависел от толщины покрытия. В условиях сухого трения наблюдался практически монотонный рост коэффициента трения от начального значения $k = 0,15$ до максимального $k = 0,3$ в конце периода испытаний.

Исследования износостойкости стали 25ХГТ без покрытия показали, что в результате сухого трения на пути трения 100 м происходит увеличение коэффициента трения от начального значения $k = 0,15$ до $k = 0,8$. При трении в среде масла МС-20 коэффициент трения в течение всего времени испытаний имел постоянную величину $k = 0,15$.

Исследования дорожек трения показали существенное различие характера изнашивания плазменных покрытий для случаев сухого и граничного трения. При сухом трении помимо пластической деформации частиц покрытия наблюдался процесс микрорезания, приводивший к образованию царапин на дне дорожки трения. Последнее обусловлено схватыванием частиц износа с материалом индентора и повреждением поверхности покрытия. Наличие же смазки в зоне трения препятствует протеканию процесса схватывания и практически исключает микрорезание. Усталостное разрушение зерен покрытия приводит к образованию мелкодисперсных частиц износа размером порядка 1 мкм. Поверхность образовавшихся частиц инактивируется смазкой, предотвращающей последующее схватывание, как с покрытием, так и с индентором.

Для реализации этой технологии на ОАО «ХТЗ» был организован специализированный участок плазменного напыления, оснащенный оборудованием НПО «Комплекс» г. Черкассы. В состав которого входят: блок плазменного напыления – смеситель газов СГ-1, питатель порошка ПП-2500, плазмотрон ПМ-1М, установка холодильная «Холод-1», источник питания ИП-7, установка плазменного напыления, аспирационное марки А-9000, установка струйно-абразивная марки АП-1М, установка моечная марки УМ-50М. В качестве плазмообразующих и транспортирующих газов в данном

оборудовании предусмотрено применение смеси аргона с водородом.

С целью снижения затрат на плазмообразующие газы, уменьшения взрывопожароопасности участка были выполнены работы по модернизации комплекса плазменного напыления, включающие установку источника питания АПР-402М и плазмотрона для воздушного плазменного напыления. Учитывая, что воздух, применяемый в качестве плазмообразующего газа, является сильным окислителем напыляемой бронзы, для оптимальных параметров режима нанесения покрытия использовали метод планирования эксперимента [7]. В качестве параметра оптимизации была выбрана прочность сцепления напыленного слоя с основой $\sigma_{сц}$, независимых факторов: ток дуги I_0 , расход плазмообразующего газа Q , дистанция напыления L . При решении этой задачи был использован статистический метод планирования экстремальных экспериментов и реализован полный факторный эксперимент типа 2^3 . Полученная математическая модель, устанавливающая связь между технологическими параметрами режимов воздушно-плазменного напыления и прочностью сцепления с подложкой, имеет вид [7]:

$$\sigma_{сц} = 3,70 - 0,19 \cdot I_0 + 0,51 \cdot Q - 0,69 \cdot L,$$

где I_0 – ток дуги; Q – расход плазмообразующего газа; L – дистанция напыления.

Для определения оптимального соотношения факторов режима плазменного напыления применили метод крутого восхождения. Оптимизацию проводили до выполнения условия $\sigma_{сц} \geq 45$ МПа.

Дополнительные эксперименты, проведенные при найденных теоретических значениях факторов, подтвердили данные результаты.

Оптимальным режимом воздушно-плазменного напыления порошка марки ПГ-19М-01 следует считать:

ток дуги – 115 А;

напряжение дуги – 210 В;

расход плазмообразующего газа – 3,3 м³/ч;

дистанция напыления – 0,116 м.

Таким образом, проведенные исследования свидетельствуют о том, что применение метода воздушно-плазменного напыления позволяет получать антифрикционные покрытия из порошка на основе меди ПГ-19М-01, увеличивающие срок службы деталей, работающих в условиях ограниченной смазки или ее отсутствия. Коэффициент трения в режиме граничного трения и при отсутствии смазки не превышает 0,1 и 0,3 соответственно при контактных напряжениях до 1000 МПа и скоростях скольжения 0,018 м/с.

Рентгенофазовым анализом плазменного покрытия из порошка ПГ-19М-01 было установлено, что основной фазой в покрытии является твердый раствор алюминия в меди с периодом решетки $a=3,6479\text{\AA}$ существенно превышающим период решетки чистой меди $a=3,61479\text{\AA}$.

Также результаты сравнительных испытаний износостойкости плазменного покрытия бронзовым порошком ПГ-19М-01 и оловянистой бронзы

05Ц5С5, выполненные на машине трения типа МИ по схеме диск-колода в индустриального масла, показали более высокую износостойкость напыленной бронзы. Полученные результаты подтвердили эффективность разработанной технологии плазменного напыления.

На основании выполненного комплекса исследовательских работ была разработана и реализована в производственных условиях на ОАО “Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе” технология воздушно-плазменного напыления антифрикционного покрытия на основе меди ПГ-19М-01 на зубья венца вала первичного коробки передач трактора Т-150К.

Выводы. 1. Фазовый состав покрытий из сплава на основе меди ПГ-19М-01 качественно соответствует фазовому составу напыляемого порошка. Покрытие состоит из α – твердого раствора алюминия в меди, содержащего до 17 ат.% Al, и соединения Cu_3Al . Порошок отличается несколько большим содержанием фазы Cu_3Al .

2. Общая пористость покрытий из сплава ПГ-19М-01 достигает 48%. Она снижается в направлении от внешней поверхности покрытия к его основе.

3. Износ плазменных покрытий ПГ-19М-01 на пути трения 100 м не превышает 0,1 мг. Коэффициент k в режиме граничного трения имеет постоянную величину и для пары покрытие ПГ-19М-01 – сплав ВК-8 составляет $k=0,1$. Для стали 25ХГТ без покрытия при тех же условиях коэффициент трения выше и достигает значения 0,15. При отсутствии смазки коэффициент трения пар покрытие ПГ-19М-01 – сплав ВК-8 и сталь 25ХГТ – сплав ВК-8 значительно выше: $k=0,3$ и $k=0,8$ соответственно.

4. Установлен оптимальный режим воздушно-плазменного напыления антифрикционного покрытия на основе меди ПГ-19М-01, обеспечивающий взрывопожаробезопасность технологии.

Список литературы

1. Кухтов В. Г. Долговечность деталей шасси колёсных тракторов / Кухтов В. Г. – Харьков : ХНАДУ, 2004. – 292 с.
2. Okada M., Maruo H. New plasma spraying and its application / M. Okada , H. Maruo // British Welding Journal. – 1968. – V. 15. - № 8. – P. 371-386.
3. Техника плазменного напыления. Основы, способы, применение. – Швейцария : Плазма-техник АГ, 1974 – 16 с.
4. Соколов А. Д. Разработка и внедрение оборудования и техпроцесса напыления молибдена на поршневые кольца ДВС / Соколов А. Д. // Тез. докл. на III-ей респ. науч. -техн. конф. по современным методам наплавки и наплавочным материалам. – Харьков. – 1981. – С. 27.
5. Самсонов Г.В. Свойства элементов. – М.: Металлургия, 1976. – Ч. 1. – 600 с.
6. Тихонов Л.В. Структура и свойства металлов и сплавов / Л.В. Тихонов, В.А. Кононенко. – Киев: Наукова думка, 1985. – 568 с.
7. Тодоров П.П. Технология плазменного напыления деталей тракторов с применением воздуха / П.П. Тодоров, С.А. Лузан // Технологические системы. – 2001. – №1. – С. 5-7.

Анотація

ШЛЯХИ ВИРШЕННЯ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ДЕТАЛЕЙ ТРАКТОРІВ ПЛАЗМОВИМ НАПИЛЕННЯМ З УРАХУВАННЯМ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИБУХОПОЖЕЖОБЕЗПЕКИ ТЕХНОЛОГІЇ

Лузан С. А. д. т. н., проф., Кірієнко М.М. к.т.н., доц.

Стаття присвячена дослідженню властивостей і розробки технології повітряно-плазмового напилення антифрикційного покриття на вал коробки передач трактора з метою підвищення ресурсу

Abstract

SOLUTIONS TO PROBLEMS OF INCREASING RESOURCE DETAILS TRACTORS BY PLASMA SPRAYING WITH A VIEW TO ENSURING THE FIRE EXPLOSION SAFETY TECHNOLOGY

Luzan S., d.t.s., Kyriienko M., k.t.s.

The article is devoted to the study of the properties and the development of technology air plasma spraying anti-friction coating on the gear shaft of the tractor to increase resource

ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТЕМПЕРАТУРЫ ТКАНЕЙ ОРГАНИЗМА ПРИ ЭКСПРЕСС-ДИАГНОСТИКЕ ТРАВМАТИЧЕСКИХ СОСТОЯНИЙ

Ляшенко Г.А., доцент, к.т.н., Курченко Я.Г., лаб., Иванова О.П., лаб.
*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
им. Петра Василенко*

В статье рассматривается подход к диагностике патологических состояний при помощи радиометрического контроля температуры биологических тканей.

Травматизм стал серьезной социальной и медицинской проблемой для большинства стран. Ежегодно в мире в дорожных авариях гибнут около 1,2 млн человек, а 20–50 млн получают травмы, становятся инвалидами. По прогнозам экспертов ВОЗ, эти цифры в ближайшие 20 лет могут увеличиться на 65%, а в странах с низким и средним доходом — на 80%.

Наиболее важный и ответственный этап — «золотой час» после аварии, но время сокращается до 5–10 минут при остановке дыхания у пострадавшего. У получивших первую помощь в течение 30 минут после ранения осложнения возникают в 2 раза реже. Отсутствие помощи в течение 1 часа увеличивает количество летальных исходов среди тяжело пострадавших на 30%, около 3 часов — на 60% [1].

Измерение температуры различных внутренних органов и тканей организма имеет огромное значение с точки зрения экспресс-диагностики широкого круга травм и заболеваний.

Нарушения температуры мозга возникают при черепно-мозговых травмах и при опухолях головного мозга. Это подтвердили исследования с применением высокочувствительной контактной термометрии в ходе операций при новообразованиях головного мозга [2]. Процессы лечения патологий с применением ультразвуковых технологий также требуют контроля температуры внутренних органов.

Таким образом, при различной патологии нервной системы возникают участки аномальной температуры. Однако использование с диагностической целью этого параметра патологии остается недостаточно изученной областью исследований. В основном это работы, выполненные у больных в ходе оперативных вмешательств на головном мозге с помощью контактных термодатчиков или имплантированных терморезисторов, либо в эксперименте на животных.

Измерение теплового излучения тела человека в ИК-диапазоне дает истинную температуру только самого верхнего слоя кожи толщиной в доли миллиметра. О температуре подлежащих тканей и органов можно судить

опосредованно и только тогда, когда температурные изменения "проецируются" на кожные покровы.

Интенсивность теплового излучения тела человека в сверхвысококачастотном (СВЧ) диапазоне на несколько порядков меньше, чем в ИК части спектра. В частности, на длине волны 10 см (3 ГГц) она меньше в 108 раз. Именно поэтому для регистрации тепловых сигналов в этом диапазоне требуется аппаратура с более высокой чувствительностью. Однако измерение в СВЧ диапазоне имеет то преимущество, что глубина проникновения излучения гораздо больше, и можно измерить СВЧ излучение, исходящее от внутренних структур тела человека.

Однако использование радиотермометров, осуществляющих прием излучения на одной частоте, не дает информации о глубине залегания патологической температурной неоднородности, что ограничивает их диагностические возможности. Поэтому в последние годы разрабатываются методы измерения распределения температуры от поверхности вглубь, то есть перед исследователями стоит задача восстановления глубинного температурного профиля.

Есть два направления решения этой задачи: осуществлять многомодовый принцип приема СВЧ излучения или многочастотный.

В первом случае предлагается применять аппликаторы, возбуждающиеся на разных длинах волн: тогда из-за различия углов падения парциальных волн на границе раздела двух сред глубина проникновения в ткани на одной и той же частоте будет различной для разных типов волн, то есть это в какой-то мере эквивалентно применению разных частот.

Во втором случае регистрация информации осуществляется одновременно несколькими радиотермометрами с различной частотой или радиотермометром полидиапазонного действия. Таким образом, руководствуясь необходимостью получения радиоярких изображений не только в кожных слоях, но и в глубинных структурах, целесообразно применить двухчастотную радиометрическую систему с длинами волн 8 мм и 3 см [3].

Анализ результатов теоретических исследований, макетирования и испытания различных вариантов построения радиометрической аппаратуры позволяет сформулировать предварительные требования к составу и параметрам разрабатываемой радиометрической системы и аппаратуры для проведения данных исследований. Важнейшим вопросом аппаратного обеспечения проводимых исследований является выбор рабочей частоты системы. На практике для тел, имеющих температуру более 100 К, спектральная плотность излучения может быть оценена с помощью соотношения Релея-Джинса

$$R_0 = \frac{kT}{\lambda^2}, \quad (1)$$

где R_0 – спектральная плотность излучения, равная мощности, излученной на частоте f в полосе частот 1 Гц с 1 м^2 излучателя;

k – постоянная Больцмана;
 λ - длина волны;
 T – абсолютная температура.

Из (1) видно, что мощность радиотеплового излучения прямо пропорциональна температуре излучателя и обратно пропорциональна квадрату длины волны. Для определения оптимальной рабочей длины волны радиометра необходимо учесть поглощение излучения в тканях, то есть учесть $\varepsilon = \varepsilon' + i\varepsilon'' = 3,4 + 1,1i$. Полученный результат для волн миллиметрового диапазона показан на рис. 1.

Таким образом, для радиотермографии выгоднее использовать волны миллиметрового и субмиллиметрового диапазонов, чем волны сантиметрового и дециметрового диапазонов, на которых излучение значительно слабее, что иллюстрирует рис. 1.

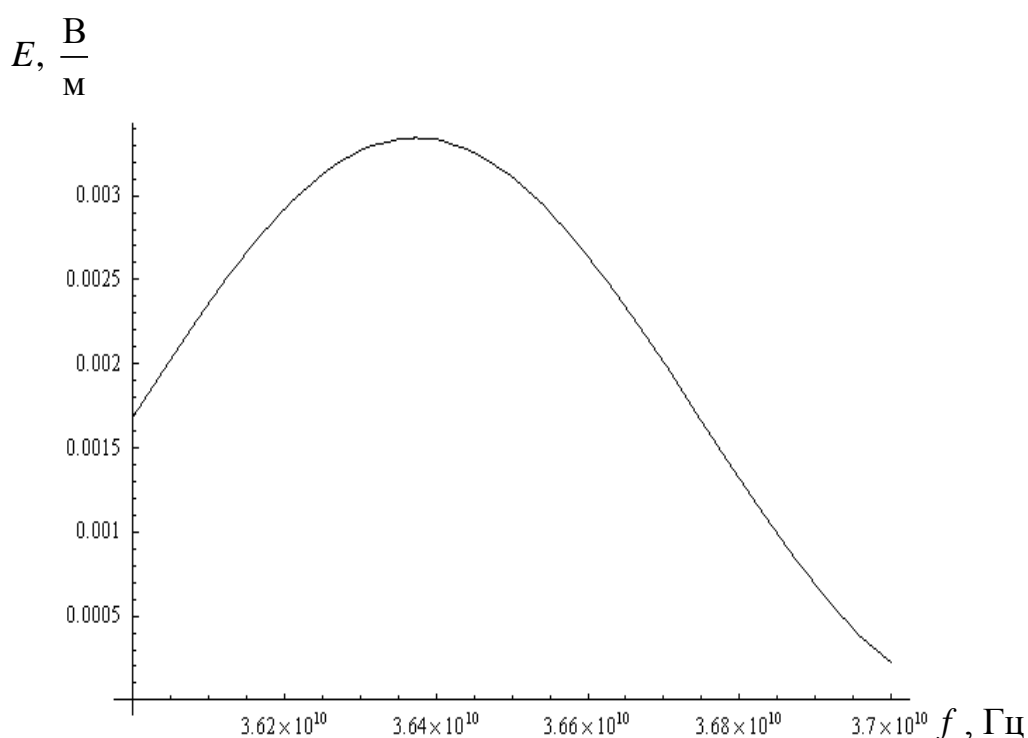


Рис. 1. Зависимость нормированной амплитуды электрической составляющей переотраженной волны от частоты для тканей с низким содержанием воды

Видно, что максимум интенсивности излучения для кожных покровов приходится на участок 36,4...36,6 ГГц. Глубина проникновения излучения ($\lambda = 8$ мм) в мышечную ткань составляет 0,6...1 мм, т.е. глубина проникновения излучения исследуемого диапазона примерно равна толщине кожи. Исходя из условий приемлемого пространственного разрешения и достаточной прозрачности биологических сред 3 см диапазон волн позволяет осуществлять радиотермографирование кровеносных сосудов биологических объектов. Таким образом, целесообразно применить двухчастотную радиометрическую систему с длинами волн 8 мм и 3 см.

Из анализа основных характеристик медицинской термографии следует, что основной характеристикой любого радиометрического приемника является

флуктуационная (потенциальная) чувствительность (δT), которая определяется выражением [4]:

$$\delta T = K \frac{T_0^0 (F_0 - 1)}{\sqrt{\frac{\Delta f}{\Delta F}}} = K \frac{T_{ш}^0}{\sqrt{\Delta f \cdot T}}, \quad (2)$$

где: K – постоянная, определяемая схемой радиометрического приемника;

T_0^0 – температура окружающей среды;

F_0 – коэффициент шума;

Δf – эффективная полоса пропускания входных цепей;

ΔF – полоса пропускания низкочастотного фильтра;

$T_{ш}^0$ – шумовая температура приемника;

$T = \frac{1}{\Delta F}$ – время интегрирования.

Как известно из литературы [3, 4], основной причиной, препятствующей достижению высокой чувствительности радиометрического приемника, является влияние флуктуаций сигнала на выходе за счет демодуляции входного напряжения детектора, модулированного флуктуациями K и $T_{ш}^0$, наиболее ярко выраженными в области инфранизких частот (порядка 5...10 Гц).

В целом чувствительность растет при расширении полосы тракта ВЧ и времени интегрирования, как это следует из (2). Однако известно, что с расширением полосы пропускания тракта ВЧ аномальная составляющая растет пропорционально квадрату полосы, что делает принципиально невозможным уменьшение вредного влияния аномальных флуктуаций в области низких частот за счет расширения полосы по ВЧ.

Анализ литературы [4,5] показывает, что приемлемое значение полосы пропускания для радиометрических систем миллиметрового и сантиметрового диапазона составляет 300...500 МГц. При этом существуют два пути уменьшения вредного влияния аномальных флуктуаций в области низких частот, а, следовательно, увеличения чувствительности радиометров:

- искусственный перенос сигнальной функции в область более высоких частот путем дополнительной модуляции сигнала (применение модуляционных радиометров);

- построение радиометров по схеме, исключающей детектирование собственных шумов, но обеспечивающей кадрирование полезного сигнала (применение корреляционных радиометров).

Таким образом, для осуществления термокартирования в системах диагностической аппаратуры применяемой, прежде всего, в сфере медицины катастроф, могут применяться схемы корреляционных и модуляционных радиотермографов с соответствующей чувствительностью, обусловленной медицинскими требованиями.

Список литературы

1. http://www.medvestnik.by/ru/issues/a_3398.html?_print=1
«Золотой час» после автоаварии. Медицинский вестник. №30(916), 23 Июль 2009г.
2. Нейротепловидение. Методики, результаты, перспективы. / С.Н. Колесов, Л. Б. Лихтерман, А. Г. Кисляков и др. // Тепловидение в медицине: Тр. Всесоюзная конференция «ТеМП – 85». – Л. ГОИ, 1987. – Ч. 2. – С. 189 – 193.
3. Николаев А. Г., Перцов С. В. Радиотеплолокация: пассивная радиолокация / А.Г. Николаев. – М.: Радио и связь, 1964. – 335 с.
4. Черепнев И.А., Ляшенко Г.А., В.С. Лупиков Основные требования к диагностической аппаратуре на основе измерения собственных электромагнитных излучений биологических объектов Системи управління навігації та зв'язку. Вип.4 (20). - Київ. - 2011. С. 124 – 131
5. Дудник П. И., Ильчук А. Р., Татарский Б. Г. Многофункциональные радиолокационные системы / П. И. Дудник. – М.: Дрофа, 2007. – 283 с.

Анотація

ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ТКАНИН ОРГАНІЗМУ ПРИ ЕКСПРЕС-ДІАГНОСТИЦІ ТРАВМАТИЧНИХ СТАНІВ

Ляшенко Г., Курченко Я., Іванова О.

У статті розглядається підхід до діагностики патологічних станів за допомогою радіометричного контролю температури біологічних тканин.

Abstract

APPROACH FOR DETERMINATION OF TISSUE TEMPERATURE OF THE ORGANISM IN EXPRESS-DIAGNOSIS OF INJURY STATE

G. Lyashenko, Y. Kyrchenko, O. Ivanova

The article discusses the approach to the diagnosis of pathological conditions using radiometric temperature monitoring of biological tissues.

СОЗДАНИЕ ОТКРЫТОГО ПРОГРАММНО-ТЕХНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА УПРАВЛЕНИЯ БЕЗОПАСНЫМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ В ВЫПАРНОМ ОТДЕЛЕНИИ САХАРНОГО ЗАВОДА

Ляшенко С. А., к.т.н., доц., Фесенко А. М. ст. преп.,
Ляшенко А. С. к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства имени Петра Василенко*

Харьковский национальный университет радиоэлектроники

В статье проведен анализ эффективности автоматизированных систем управления в сахарном производстве. Определены основные направления и задачи при создании современного программно-технического обеспечения в АСУ ТП сахарного производства, и в выпарном отделении в частности. Предлагается эффективное открытое программно-техническое обеспечение для АСУ ТП выпарного отделения сахарного завода.

Введение. Сахарное производство в Украине занимает одно из основных направлений в системе перерабатывающих отраслей. Сахарное производство состоит из наиболее сложных и энергозатратных технологических процессов. Эффективность сахарного производства Украины значительно отстает от развитых западных стран, активно занимающихся сахарным производством. В условиях высокой конкуренции, при современной действительности, на первый план выходят такие показатели, как качество, энергопотребление, себестоимость сахарной продукции. Для повышения эффективности этих показателей возникает необходимость применения самых последних достижений безопасных эффективных технологий, знаний теплотехники, организации сахарного производства. Основным производством в сахарном заводе, обеспечивающим энергопотребление и задающим технологические режимы работы завода, является выпарное отделение [1,2].

Для достижения повышения эффективности сахарного производства передовые страны используют современные средства и технологии в системе автоматизированного управления технологическими процессами (АСУ ТП). Важнейшей составляющей АСУ ТП является использование современного эффективного программно-технического обеспечения [3,4].

Анализ состояния вопроса. Для повышения эффективности производства сахара необходимо заняться введением целого комплекса мер, способствующих всестороннему решению этих проблем. К таким основным вопросам относятся:

- использование современных технологий производства;
- применение новейшего оборудования;

- подбор кадров;
- улучшение условий труда и безопасность производства.

Использование эффективного современного программно-технического обеспечения характеризуется такими понятиями как стоимость, решение поставленных задач и удобство применения этого обеспечения.

Основная тенденция развития систем автоматизации идет в направлении создания автоматических систем, которые способны выполнять заданные функции или процедуры без участия человека. Роль человека заключается в подготовке исходных данных, выборе алгоритма (метода решения) и анализе полученных результатов. Также в подобных системах предусматривается постепенно наращиваемая защита от нестандартных событий (аварий) или способы их обхода.

Задачи программно-технического обеспечения в автоматизированных системах управления решаются наиболее эффективно тогда, когда они прорабатываются в процессе изучения технологического процесса. В этот период нередко выявляется необходимость изменения технологических схем в целях приспособления их к требованиям автоматизации, установленным на основании технико-экономического анализа [5,6].

Одним из способов решения поставленной задачи является создание современной системы автоматизации сахарного производства с использованием современных программных технологий и подходов.

В качестве примера рассмотрена система автоматизации выпарного отделения сахарного производства. Рассматриваемая система автоматизации выпарной станции и сборников конденсата должна обеспечивать:

- поддержание оптимальных безопасных уровней в корпусах выпарной станции;
- поддержание заданных уровней в сборниках конденсата и исключение прорыва пара с них;
- контроль и регистрацию теплотехнических и технологических параметров.

Система автоматизации выпарной станции должна предусматривать:

- регулирование уровней (стабилизацию потока сока) по корпусам выпарной станции (ВС), сборникам сока, сиропа;
- оптимизацию подачи ретурного пара и распределение потребителей экстра-паров по результатам теплового расчета для четкого поддержания соотношения сок-пар и температурного режима;
- регулирование температуры сока на выпарную станцию и сиропа перед фильтрацией;
- подачу аммиачной воды при отсутствии сока;
- контроль температуры и давления греющего пара и сока;
- контроль расхода и плотности сока на выпарную станцию и расхода сиропа;
- контроль расхода пара на 1-й корпус;
- сигнализацию при превышении уровней в 1-м и 2-м корпусах;
- регистрацию всех технологических параметров, заданий к ним,

положений регулирующих органов;

- расчет основных теплотехнических и технологических параметров (плотности сиропа с выпарной станции, кратность выпаривания ВС, процентное содержание количества аммиачной воды к количеству сока на ВС).

Поэтому особенностями системы автоматизации выпарной станции является то, что она должна реализовывать:

- расчёт теплотехнической эффективности работы выпарной станции;
- используя емкостные, поплавковые, и мембранные датчики уровня осуществлять двойной контроль уровней 1-го и 2-го корпусов, а также контроль сухих веществ в сиропе;
- управление уровнями сборников конденсата.

Основным техническим документом, определяющим блочно-функциональную структуру систем контроля и управления, а также показывающим расположение приборов на технологическом оборудовании, щитах управления и в операторских помещениях является функциональная схема.

При разработке функциональных схем автоматизации технологических процессов решаются следующие задачи:

- получение первичной информации о состоянии технологического процесса и оборудования;
- непосредственное воздействие на технологический процесс для управления им;
- стабилизация технологических параметров процесса;
- контроль и регистрация технологических параметров процессов и состояния технологического оборудования.

Для решения перечисленных задач привлекаются такие специалисты, как технологи, инженеры контрольно-измерительных приборов и автоматики (КИПиА), разработчики АСУ ТП. Каждый из перечисленных специалистов заполняет таблицы, материал которых позволяет составлять подробные функциональные схемы автоматизации и в дальнейшем использовать SCADA-системы для проектирования и управления ТП.

В настоящее время рынок технических средств и программного обеспечения систем промышленной автоматизации чрезвычайно широк. При этом зачастую различные элементы и подсистемы создаваемой АСУ ТП могут быть изготовлены различными производителями. Таким образом, возникает проблема совместимости элементов АСУ ТП, возможности их совместной работы в рамках одной системы. Аналогичная проблема возникает при возникновении необходимости интеграции нескольких АСУ ТП, при объединении нескольких уровней автоматизации при создании системы комплексной автоматизации производства.

Решением данной проблемы является использование открытых стандартов при построении АСУ ТП, т.е. создание системы автоматизации производства как открытой системы [7].

Можно определить два основных направления по созданию открытых систем:

- открытые вычислительные системы – обеспечение возможности относительно простого и эффективного переноса программных средств на различные типы аппаратных платформ, а также стандартизация процессов взаимодействия различных прикладных программ и операционных систем (программная открытость);

- взаимосвязь открытых систем – унификация и стандартизация структур, процессов и интерфейсов для обеспечения совместимости методов и средств обмена данными между разнотипным оборудованием (аппаратная открытость).

Реализации свойств открытости осуществляется с использованием следующих стандартных механизмов:

- OLE – (Object Linking and Embedding) – механизм передачи данных между процессами;

- OPC – (OLE for Process Control) – механизм общения с технологическими устройствами;

- ActiveX – механизм подключения встраиваемых программных объектов.

При создании программно-технического комплекса (ПТК) одним из критериев является критерий открытости. Открытость ПТК обеспечивают следующие решения:

- открытая архитектура технического комплекса;

- современные операционные системы;

- промышленные сети, объединяющие технические средства в единую систему;

- открытые средства визуализации технологической информации;

- открытые системы производства;

- мощная система управления базами данных.

Помимо ряда достоинств, обусловленных применением открытых систем, имеется ряд опасностей, связанных с внедрением открытых систем на производстве. Во-первых, внедрение открытой системы на предприятии предполагает, что технологи и персонал знают, как с такой системой работать. Во-вторых, поскольку производителей оборудования и программного обеспечения множество, то возможно, что стандарты будут соблюдаться не в полном объеме. При этом могут возникать необъяснимые отказы и аварийные ситуации. Чтобы избежать отказов подобного рода, необходимо создание качественного программного обеспечения.

Основная часть. В ходе проектирования открытого ПТК были рассмотрены и реализованы основные особенности концепции SCADA-систем [3,4]:

- дружелюбность человеко-машинного интерфейса;

- полнота и наглядность представляемой информации;

- доступность элементов управления.

Разработанный ПТК состоит из следующих модулей:

- «Сбор данных»;

- «Обработка и хранение данных»;

- «Сети и протоколы»;

- «Графический интерфейс».

Сбор данных. Модуль «Сбор данных» является неотъемлемой частью ПТК, которая занимается получением данных из источников различного происхождения. Природа данных, с которыми работает данный модуль, характеризуется сигналами базовых типов значений (целое, вещественное, логическое и строка). Сигналы могут изменяться во времени и обладать собственной историей. Кроме непосредственного сбора данных в функции этого модуля также входит и передача воздействий на исполнительные устройства управления технологическим процессом; обычно это задвижки, насосы и регулирующие клапана. В совокупности этот процесс получил название УСО (устройство сопряжения с объектом).

Источники данных характеризуются большим разнообразием, которое можно условно разделить на три группы:

- источники "сырых" данных, предоставляющие код АЦП или уровни дискретных сигналов, а также включающие простейшую обработку. Обычно это модули рассредоточенного УСО или простейшие промышленные программируемые логические контроллеры (ПЛК);

- мощные промышленные ПЛК, обладающие значительной вычислительной мощностью и возможностью формирования сложных параметров с различной структурой.

- локальные или сопутствующие источники данных. Например, УСО в виде плат расширения, а также данные аппаратного и программного окружения, в котором функционирует система.

Поддерживаемые базы данных. Одной из основных задач систем диспетчерского контроля и управления является обработка информации: сбор, оперативный анализ, хранение, сжатие, пересылка и т. д. Таким образом, в рамках создаваемой системы должна функционировать база данных.

Практически все подобные системы, используют для доступа к базам данных SQL-синтаксис, который является независимым от типа базы данных. Таким образом, приложения виртуально изолированы, что позволяет менять базу данных без серьезного изменения самой прикладной задачи, создавать независимые программы для анализа информации, использовать уже наработанное программное обеспечение, ориентированное на обработку данных.

Сети и протоколы. Модуль транспортного протокола предназначен для предоставления пользователю возможности создания реализаций различных протоколов собственными силами на одном из внутренних языков ПТК, не прибегая к низкоуровневому программированию.

Основная цель модуля — упростить задачу подключения к ПТК устройств источников данных, которые имеют незначительное распространение и/или предоставляют доступ к собственным данным по специфическому протоколу. Для реализации этого предоставляется механизм формирования протокола исходящего запроса.

Кроме механизма протокола исходящего запроса предоставляется механизм протокола входящего запроса, который позволяет ПТК обслуживать запросы на получение данных по специфическим протоколам, которые

достаточно просто могут быть реализованы на внутреннем языке ПТК.

Графические интерфейсы. Для специалиста-разработчика системы автоматизации, также как и для специалиста - "технолога" сахарного производства, чье рабочее место создается, очень важен графический пользовательский интерфейс. В модуле реализован графический объектно-ориентированный редактор с определенным набором анимационных функций. Используемая векторная графика дает возможность осуществлять широкий набор операций над выбранным объектом, а также быстро обновлять изображение на экране, используя средства анимации.

Крайне важен также вопрос о поддержке в рассматриваемых системах стандартных функций GUI. Поскольку большинство подобных систем работают под управлением Windows, это и определяет тип используемого GUI.

С помощью средств визуализации реализован набор мнемосхем для управления различными отделениями сахарного производства. Мнемосхема - совокупность сигнальных устройств, изображений оборудования и внутренних связей контролируемого объекта, размещаемых на диспетчерских пультах, специальных панелях или выполненных на персональном компьютере. Облегчает запоминание структуры объекта, контроль режимов его действия и управление им. Средства визуализации - одно из базовых свойств подобных комплексов. В графическом редакторе объекты могут быть простыми (линии, прямоугольники, текстовые объекты и т. д.) и сложные. Подсистема визуализации включает библиотеки стандартных графических символов, библиотеки сложных графических объектов, обладают целым рядом других стандартных возможностей.

Графический редактор позволяет создавать статическую часть технологических мнемосхем, их фрагменты и элементы, не изменяющиеся в процессе работы системы, и далее выполнять динамизацию мнемосхем, т.е. связывать элементы мнемосхемы с такими атрибутами ТП, как текущие значения технологических параметров, аварийная и предупредительная сигнализация, состояния исполнительных механизмов и т.д. Динамически изменяемая информация на экране дисплея, в соответствии с ее особенностями, может представляться в одной из следующих форм:

- в виде текстовых сообщений;
- в виде числовых значений параметров;
- в виде столбцов диаграмм, вторичных показывающих приборов (изображения вольтметров, амперметров, и др.).

Состояние оборудования может быть изображено:

- в виде текстовых сообщений;
- в виде изменяющих свой цвет и внешний вид объектов (например, открывающаяся и закрывающаяся заслонка).

Состояние технологического процесса может быть отражено:

- в виде текстовых подсказок;
- в виде изменяющих свою форму и цвет частей технологического оборудования.

На рисунке 1 представлена мнемосхема управления выпарным

отделением сахарного завода. При реализации данной мнемосхемы были реализованы поставленные задачи по управлению технологическим процессом выпарной станции.

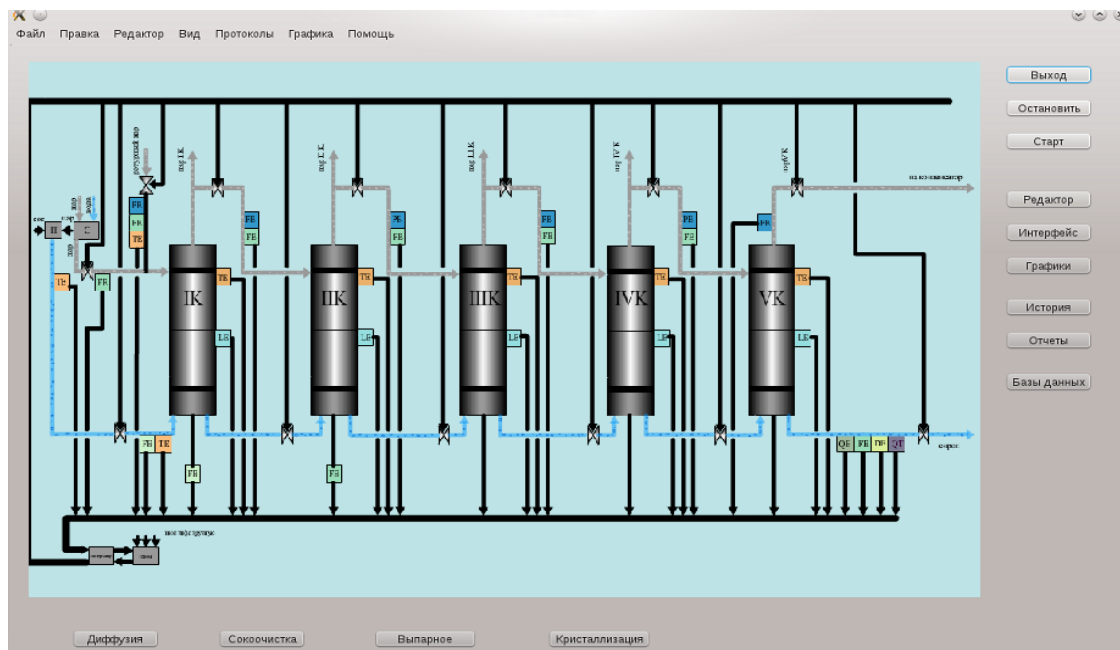


Рисунок 1 – Мнемосхема выпарного отделения сахарного завода

На разработанной мнемосхеме также существует возможность переключения между различными отделениями сахарного производства, т.е. оператор может видеть, что происходит на смежных отделениях и в зависимости от этого принимать оптимальное решение по управлению процессом. Также реализована возможность просмотра истории технологического процесса и создания отчетов.

Выводы. В ходе работы был рассмотрены и проанализированы основные требования к автоматизации выпарного отделения сахарного производства. Определены основные параметры управления данным отделением. Рассмотрены и реализованы основные принципы при построении открытых программно-технических комплексов. Создано прикладное программное обеспечение, реализованное с помощью современных средств разработки Qt. Разработаны мнемосхемы для диспетчеризации и управления технологическим процессом

Список источников

1. Ладанюк А. П. Оперативное управление технологическими процессами в пищевой промышленности / А. П. Ладанюк, В. Г. Перепечаенко. – К. : Урожай, 1987. – 160 с.
2. Автоматизированная система управления выпарным отделением [Электронный ресурс] // СКИФ : [сайт] / Автоматизированная система управления выпарным отделением – Режим доступа: http://www.skifcorp.com.ua/article.php?id=27&l=_r (13.10.14). – Загл. с экрана.
3. SCADA TRACE MODE в автоматизации технологических процессов производства сахара на сахарных заводах Украины [Электронный ресурс] // TRACE MODE : [сайт] / SCADA TRACE MODE в автоматизации технологических процессов производства сахара на сахарных заводах Украины — Режим доступа: <http://www.tracemode.ua/apps/food/sugar/> (16.12.09). – Загл. с экрана.
4. SCADA система SIMATIC WinCC V7.0 [Электронный ресурс] // SIEMENS . – 2008 – Режим доступа до вид.: http://iadt.siemens.ru/assets/files/infocenter/catalogs_and_brochures/as/ProductInfo/13_WinCC_V70_r.pdf (16.08.08). – Загл. с экрана.
5. Комплекс программного обеспечения для управления процессом сахарного производства Украины [Электронный ресурс] // Техинсервис [сайт] / — Режим доступа: http://www.techinservice.com.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=159%3Aauto-6&catid=57%3Acategory-auto-1&Itemid=90 (13.10.14). — Загл. с экрана.
6. Матвейкин В.Г. Применение SCADA-систем при автоматизации технологических процессов / В. Г. Матвейкин, С. В. Фролов, М. Б. Шехтман. - М: Машиностроение, 2000. – 176 с.
7. Ляшенко С. А. Особенности применения нейросетевых технологий для автоматизации технологических процессов сахарного производства / С. А. Ляшенко // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – Х. : Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба, 2014. – Вип. 2(39). – С.214–217.

Анотація

СТВОРЕННЯ ВІДКРИТОГО ПРОГРАМНО-ТЕХНІЧНОГО КОМПЛЕКСУ УПРАВЛІННЯ БЕЗПЕЧНИМИ ТЕХНОЛОГІЧНИМИ ПРОЦЕСАМИ У ВИПАРНОМУ ВІДДІЛЕННІ ЦУКРОВОГО ЗАВОДУ

Ляшенко С. О., Ляшенко О. С., Фесенко А. М.

В статті проведено аналіз ефективності автоматизованих систем управління у цукровому виробництві. Визначено основні напрямки та задачі при створенні сучасного програмно-технічного забезпечення для АСУ ТП цукрового виробництва, і відповідно і у випарному відділенні. Запропоновано відкрите програмно-технічне забезпечення для АСУ ТП випарного відділення.

Abstract

CREATION OF AN OPEN SOFTWARE AND HARDWARE COMPLEX OF MANAGEMENT OF SAFE TECHNOLOGICAL PROCESSES IN EVAPORATING COMPARTMENT OF SUGAR FACTORY

S. Lyashenko, And. Lyashenko, A. Fesenko

In article the analysis of efficiency of automated control systems in sugar production is carried out. The main directions and tasks at creation of modern program and technical providing in industrial control system of sugar production are defined, and in evaporating compartment in particular. Effective open program and technical providing for industrial control system of evaporating compartment of sugar factory is offered.

**АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ БЕЗПЛОТНОЇ
АВІАЦІЇ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ
АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ УКРАЇНИ**

Чумаченко С.М. д.т.н., с.н.с., Пісня Л.А. к.т.н., Черепньов І.А к.т.н., доц.,

*Український науково-дослідний інститут цивільного захисту
НАУКОВО-ДОСЛІДНА УСТАНОВА «УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ
ІНСТИТУТ ЕКОЛОГІЧНИХ ПРОБЛЕМ»*

*Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенко*

Проаналізовано сучасний стан розвитку малої безпілотної авіації як засобів повітряного спостереження для сфери цивільного захисту та їх можливості широкого застосування в галузі екологічного забезпечення в агропромисловому комплексі України. Враховано можливості та наробітки науково-промислового потенціалу України.

Розв'язання проблеми ефективного використання безпілотних літальних апаратів в різних галузях людської діяльності є актуальним як при нормальному функціонуванні технічних об'єктів так і при надзвичайних ситуаціях (НС). Все частіше питання створення безпілотних авіаційних комплексів (БПАК) для виконання завдань цивільного призначення сьогодні обговорюється спеціалістами та аналітиками різних країн світу.

Спектр задач, що вирішуються сучасними БПАК, із року в рік розширюється. Аналіз закордонних та вітчизняних публікацій в галузі повітряних «дронів» свідчить про активну розробку методології щодо застосування БПАК в цивільній сфері.

В першу чергу, активне просування безпілотних технологій пояснюється зростанням площ моніторингу та кількості потенційно небезпечних об'єктів, що потребують оперативного спостереження та перевірки. В той же час, існуючі засоби моніторингу земної поверхні не задовольняють споживачів інформації за тими чи іншими важливими показниками [1, 2]:

- космічні системи – за показниками безперервності та дальності спостереження;
- авіаційні системи – за економічними показниками;
- наземні системи – за показниками продуктивності, що й пояснює активне опрацювання питання застосування безпілотної авіації цивільного призначення.

На сьогоднішній день за даними UVS International (провідної міжнародної асоціації безпілотних систем www.uvs-international.org) розробку БПЛА проводять майже в 52 країнах світу. Десятки великих підприємств і малих фірм конкурують на цьому широкому інноваційному ринку.

Наприклад, в США за розробку БПЛА, формування їх перспективного образу і вироблення концепції використання відповідають Управління програм розробки крилатих ракет і безпілотних літальних апаратів (JPO) і Управління повітряної розвідки при Міністерстві оборони (DARO). Основне фінансування розробок БПЛА здійснює Управління перспективних досліджень при Міністерстві оборони (DARPA).

БПЛА вважаються досить перспективними засобами для виконання цивільних завдань, пов'язаних з одноманітною, брудною або небезпечною діяльністю; тобто вирішення яких пов'язане з монотонністю або небезпекою для пілота повітряного судна (ПС). Зростання потреби в БПЛА в різних країнах цілком закономірне. Практичний досвід застосування БПЛА провідними країнами виявив широкий набір цивільних завдань, при вирішенні яких безпілотники показують високу ефективність (Рис. 1).

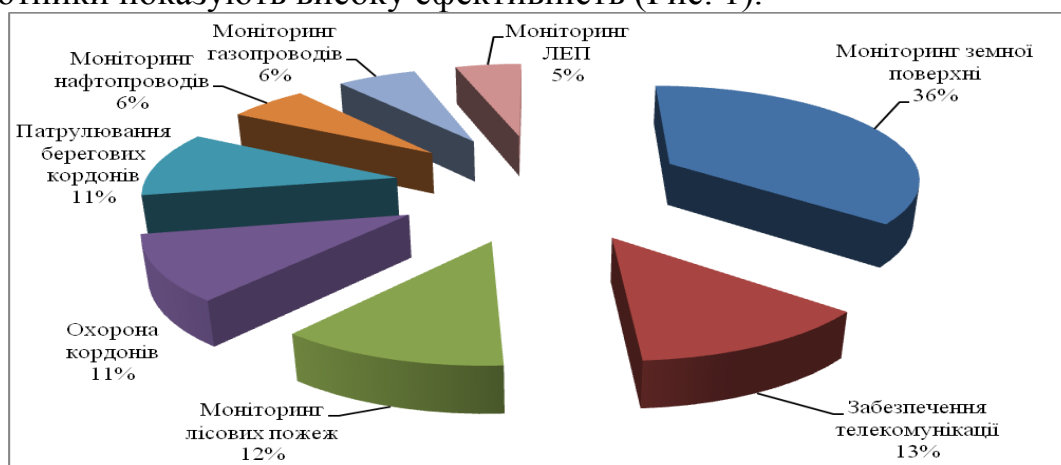


Рис 1. Прогноз європейського ринку не бойових і комерційних БПЛА до 2015 р. за класами розв'язуваних завдань.

Згідно цього ж прогнозу, в 2014 році 50 % літальних апаратів у світі мали стати безпілотними, з них 3/4 апарати малих і мікро класів. На сьогоднішній день іноземні та російські компанії успішно розробляють комплекси БПЛА малих класів.

Перше та надзвичайно важливе питання, з яким часто приходиться стикатися при обговоренні вказаних проблем є нерозуміння деякими дослідниками чіткої різниці між військовими та цивільними БПАК. Однак вона очевидна й визначається тим переліком задач, що узагальнені для даних типів безпілотних комплексів, і які безпосередньо відображаються на їх архітектоніці та загальних вимогах до них [2,3].

Безпілотні авіаційні комплекси цивільного призначення повинні використовуватися регулярно та тривалий час, а тому основною вимогою до них має бути забезпечення підвищених у порівнянні із військовими зразками показників економічності застосування БПЛА та комплексу в цілому.

На сьогодні БПЛА все ширше використовуються для аерознімання як недорога альтернатива традиційному аерозніманню з літаків, гелікоптерів, мотодельтапланів, і космічному (супутниковому) зніманні. Крім високої економічної ефективності (здешевлення в десятки разів), аерознімання з БПЛА

має додаткові переваги перед традиційним аерокосмічним зніманням [4]:

маловисотність – можна проводити знімання на висотах від 10 до 200 метрів для одержання надвисокої розрізненості (одиниці й частки сантиметрів) на місцевості; точковість – можливе детальне знімання невеликих об’єктів і малих площадок там, де це цілком нерентабельно або технічно не можна зробити іншими способами, наприклад, в умовах міської забудови; мобільність – не потрібні аеродроми або спеціально підготовлені злітні площадки, БПЛА легко транспортуються легковими автомобілями (деякі – переносяться ручним способом), відсутність складної процедури дозволів і узгодження польотів; висока оперативність – весь цикл, від виїзду на знімання до одержання результатів, займає декілька годин; екологічна чистота польотів – використовуються малопотужні бензинові або безшумні електричні двигуни, забезпечується практично нульове навантаження на довкілля.

Типове аерознімальне обладнання БПЛА як правило містить цифрову камеру або відеокамеру, можливо у гіростабілізованій платформі, та інфрачервону камеру або сканер. Інколи БПЛА обладнуються лазерними дальномірами або лазерними сканерами, а середні й важкі — навіть радіолокаційними станціями із синтезованою апертурою антени (РСА).

Тактико-технічні характеристики деяких безпілотних комплексів що застосовуються для дистанційного зондування наведені в Таблиці 1.

Таблиця 1. Тактико-технічні характеристики деяких безпілотних комплексів дистанційного зондування

№ п/п	Назва	Злітна вага, кг	Розмах крила, м	Максимальна тривалість польоту, год.	Максимальна висота польоту, м	Швидкість польоту, км/год.	Склад цільового навантаження							Полоса захвата, км	Максим. розпод. здатність, м/пікс
							РЛС БО	ГОЕС	ТВС	ГЧК	РТР	ЦФА	ЛСК		
БПЛА великої тривалості польоту															
1	MQ-1 Predator [5]	1 020,0	14,9	до 40,0	7 600,0					-	-	+	-	2,4	0,3
					128,0	+	+	+	+	-	-	+	-		
2	Іркут-850 [6]	850,0	23,0	~ 12,0	9 000,0	-	+	+	+	-	+	+	+	~1,5	~2,0
					165,0										
БПЛА середньої тривалості польоту															
3	RQ-2 Pioneer [5,7]	205,0	5,11	до 6,5	4 500,0	-	+	+	+	-	-	-	-	0,7	4,0
					120,0										
4	Іркут-200 [6] ³	200,0	6,51	до 12,0	6 800,0	-	-	+	+	-	+	-	+	0,7	4,0
					120,0										
БПЛА малої тривалості польоту															
5	Іркут-20 [6,8] ⁴	20,0	3,0	до 3,0	2 500,0	-	-	+	-	-	-	-	-	0,12	6,0
					120,0										
6	ASN-104 [7]	150,0	4,3	до 2,0	6 000,0	-	-	+	+	-	+	-	-	-	-
					150,0										

№ п/п	Назва	Злітна вага, кг	Розмах крила, м	Максимальна тривалість польоту, год.	Максимальна висота польоту, м	Швидкість польоту, ¹ км/год.	Склад цільового навантаження							Полоса захвата, км	Максим. розпод. здатність, м/пикс
							РЛС БО	ГОЕС	ТВС	ІЧК	РТР	ЦФА	ЛСК		
7	«Пчела-1Т» [9]	138,0	3,25	до 2,0	2 500,0	-	-	+	-	-	-	-	-	~0,1	до 3,0
8	Soika III/Мк.4 [10]	150,0	4,5	до 4,0	4000,0	-	+	+	+	-	+	-	-	0,27	7,0
9	ЕНІКС «Елерон» [11]	2,8	1,5	до 1,0	3000,0	-	-	або	або	-	або	-	-	0,14	0,3
					80,0										

ПРИМІТКА: ¹ крейсерська швидкість польоту; ² максимальна розподільча здатність відповідає смузі захоплення цільового навантаження й виражене в м/пикс ПЗС матриці; ³ Копія аналог БПЛА Aerostar Systems (Ізраїль); ⁴ Серед фахівців ще називають "Грант"

До складу цільового навантаження входить: РЛСБО – РЛС бокового огляду; ГОЕС – гіростабілізована оптико-електронна система; ТВС – телевізійна система; ІЧК – інфрачервоний комплекс; РТР – радіотехнічна розвідка; ЦФА – цифровий фотоапарат; ЛСК – лазерний скануючий комплекс.

Це лише мала частина тієї техніки, що сьогодні створюється за кордоном. Однак наведений перелік БПЛА, в основному, відображає структуру робіт, що ведуться, по створенню робототехнічних повітряних систем дистанційного зондування Землі на базі безпілотних авіаційних комплексів.

Основними організаціями України, здатними в різного ступеня розробляти БПЛА, можна назвати наступні [10-14].

1. НДІ проблем фізичного моделювання Національного аерокосмічного університету «ХАІ» (м. Харків). В Україні цей НДІ є найбільш підготовленим для виконання робіт по створенню БПЛА.

У цей час в НДІ ПФМ ХАІ проводяться розробки БПАК цивільного призначення для повітряної розвідки, спостереження та інспектування різних об'єктів, у тому числі для використання в інтересах служб протипожежної безпеки лісів. БПЛА цих комплексів наділені якостями, що дозволяють використовувати їх в екстремальних умовах високих температур та підвищеної турбулентності атмосфери.

В рамках поширення кола використання БПАК, проводяться розробки щодо їх застосування у якості засобів доставки реагентів для активного впливу на метеорологічні обставини (хмари, тумани) в локальних зонах, у тому числі для прийняття превентивних мір з метою підвищення рівня пожежної безпеки. У разі вдатних метеорологічних обставин авіаносії таких БПАК можуть використатися для активного придушення вогнищ [3].

БПЛА, оснащені імпульсними порошковими системами пожежогасіння, можуть використовуватись при придушенні лісових вогнищ, а також на

вибухонебезпечних та промислових об'єктах в режимі швидкого реагування для подання в осередки горіння вогнегасних засобів методом імпульсного метання потоку диспергированого вогнегасного порошку [4]. Застосування цих засобів також забезпечується за рахунок специфічних якостей авіаносіїв.

Передбачається, що комплекси мають бути оснащені декількома БПЛА та при поширенні зони дії окремі БПЛА БПАК можуть бути оснащені ретрансляційним обладнанням.

У Міжгалузовому науково-дослідному інституті проблем фізичного моделювання режимів польоту літаків Національного аерокосмічного університету ім. Н.С.Жуковського "ХАІ" (НДІ ПФМ ХАІ) разом з кафедрою Аеродинаміки та Науково-дослідним інститутом аеропружних систем в ініціативному порядку було розроблено, побудовано та випробувано ряд прототипів безпілотних авіаційних носіїв з пристроями зльоту та посадки, як складових частин багатофункціональних БПАК (див. табл. 2) [11, 12]. Комплекс "Пошук" був відзначений на конференції по безпілотним літальним апаратам у м. Брістоль (Англія, 2001р.).

Таблиця 2 - Основні характеристики прототипів БПЛА МНДІ ПФМ ХАІ

Характеристика, одиниця виміру	Тип БПЛА				
	"Поиск 2"	"Инспектор"	"Пчёлка К"	"Пчёлка А"	"Пчёлка АК"
Аеродинамічна схема	<i>Тандем</i>	<i>Тандем</i>	Тандем	<i>Автожир</i>	Аеропружне крило
Розмах крила / діаметр ротора, м	2,6	4,8	2,6	3	6
Довжина, м	2,1	3,8	1,7	1,7	1,7
Кількість та тип двигуна	1×ПД	2×ПД	2×ПД	2×ПД	2×ПД / 2×ЕД
Потужність силової установки, к.с. / кВт	12	2×22	2×(3; 4; 5; 7,5)	2×(4; 5; 7,5)	2×(3; 4; 5; 7,5 / 3,5)
Злітна маса, кг	75	250	35-75	35-75	35-75
Маса корисного навантаження, кг	15	50	5-20	5-20	25
Швидкісний діапазон, км/год.	110-180 20-50*	110-180 20-60*	95-200 20-50*	35-150	20-50
Швидкість польоту крейсерська, км/год **	130-140	140-160	130-165		
Тривалість польоту, год.	6	2-6	2-6	2-4	2-6
Радіус дії, км	50	50-100***	50-100***	40-70	50-100***
Протяжність маршруту (max), км	800	1000	950	150	300
Висота польоту, м	30-3000	3000	30-5000	30-5000	30-1000
Максимальна аеродинамічна	12	12	15	4	8

Характеристика, одиниця виміру	Тип БПЛА				
	"Поиск 2"	"Инспектор"	"Пчёлка К"	"Пчёлка А"	"Пчёлка АК"
якість					
Довжина розбігу, м	6	22	6	0	6
Довжина пробігу, м	0-3	0-5	0-3	0-3	0-3
Максимальна швидкість вітру при посадці, м/с	12	15	15	20	15
Тип зльоту	<i>Катапультний (катапульта пневматична). Автомобільна платформа</i>			Стрибковий вертикальний	<i>Під аеропружним крилом</i>
Тип посадки	<i>На керованому аеропружному крилі</i>			<i>Вертикальний або з пробігом</i>	<i>На керованому аеропружному крилі</i>

Примітки: * - На керованому аеропружному крилі.

** - Залежно від висоти польоту.

*** - Обмеження по лінії зв'язку.

2. Державне підприємство Міністерства оборони України «Чугуївський авіаремонтний завод» (м. Чугуїв). Зменшення обсягу замовлень на ремонт авіаційної техніки стимулювало Чугуївський авіаремонтний завод шукати нові види робіт, одним з яких стала розробка і виробництво модельного ряду БПЛА «Стрепет Л» та «Стрепет С».

БПЛА такого класу можуть забезпечувати виконання як військових розвідувальних завдань, так і ряду народногосподарських завдань: спостереження за державним кордоном, контроль дорожнього руху, екологічний моніторинг, патрулювання нафто-і газопроводів, повітряна рекогносцировка районів великих катастроф, стихійних лих та ін.

"Стрепет-Л" має масу 70 кг і несе корисне навантаження 20 кг. "Стрепет-С" має масу 150 кг і несе корисне навантаження 50 кг.

Підприємство розгортає широку роботу по міжнародній кооперації в даній області з організаціями Польщі та Франції.

3. ВАТ «КБ«Взлет»(м. Харків). ВАТ «КБ«Взлет» створене в 1997 р. для розробки БПЛА різного призначення. Фахівцями КБ створені дистанційно пілотований апарат «Ремез-3», а також БПЛА «Альбатрос-4К» і "Фенікс". БПЛА «Альбатрос-4К» призначений для ведення телевізійного спостереження місцевості в реальному масштабі часу в будь-який час доби.

До складу мобільного комплексу повітряного спостереження "Скіф-1 АК" входять два БПЛА «Альбатрос-4К», катапульта, апаратура наземного управління та прийому інформації. Для транспортування всіх елементів одного

комплексу та штатного розрахунку може використовуватися автомобіль типу ГАЗ-66.

4. КБ «Авіа» (м. Харків). Конструкторське бюро створено в 2004 р. із залученням наукових кадрів ХАІ і займається комплексною розробкою малих БПЛА. Комплекс «КБ АВІА-1Э» призначений для ведення спостереження за наземною обстановкою з БПЛА, що виконує автоматичний політ за заданим маршрутом і передавального зображення з телекамери на наземну станцію. До складу комплексу входять безпілотний літальний апарат, бортова система автоматичного управління, бортова система спостереження, наземна станція керування та спостереження.

5. ТОВ «Юавіа» (м. Київ). Підприємство «Юавіа» розробило сімейство «безпілотників» Р-100, Р-400, Р-600, а також проект літального апарату з вертикальним зльотом і посадкою. Як приклад реалізації в Україні такого БПАК можна навести систему «Р-600 АСПЕК» (див. рис. 2), що створена за результатами виконання Державної програми «Комплексне картографування техногенного радіоактивного забруднення території в результаті аварії на Чорнобильській АЕС».

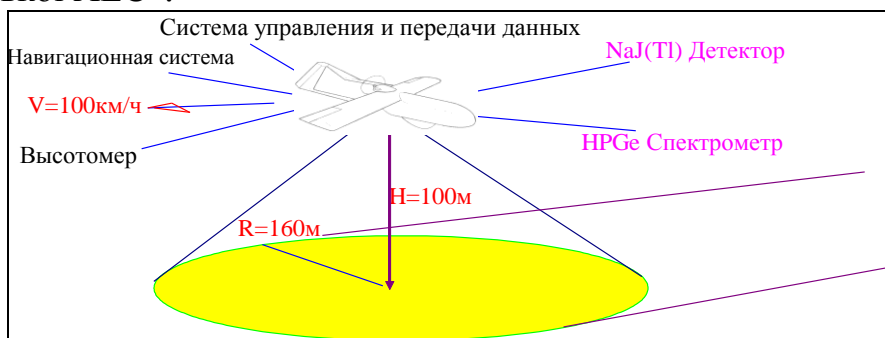


Рис. 2. Узагальнена схема реалізації вимірювань БПАК Р-600 АСПЕК

«Р-600 АСПЕК» - комплексна багатофункціональна система, створена на основі сучасних інструментальних і інформаційних технологій, що дозволяє в режимі реального часу реєструвати рівні радіоактивного забруднення місцевості, одержувати кінцеву (у вигляді електронної карти) інформацію про характер розподілу на поверхні радіоактивних речовин з високою просторовою розрізненною здатністю й чутливістю до $0,01\text{ Ки/км}$ на висоті 100 м на борту безпілотного літального апарата.

Розроблені сучасна технологія й методи дистанційних досліджень, апаратура дозволяють одержувати інформацію про стан навколишнього середовища в тисячі разів швидше, ніж наземні методи, при відповідно значно більш низькій вартості робіт.

Безпілотний літальний апарат Р-600 пролітає над обстежуваною територією галсами. Сітка виглядає як прямокутник зі стороною 250 м , для великомасштабної карти - 2 км (за рахунок основних і додаткових меридіональних маршрутів), достатній для одержання наперед заданої розрізненної здатності. Швидкість польоту може варіюватися від 50 до 150 км/годину . Висота польоту від 50 до 300 м . Інформація щомиті фіксується в бортовий ЕОМ. Багатоканальний аналізатор на базі детектора NaI(Tl) реєструє

енергію випромінювання в діапазоні 60 кэВ - 3000 кэВ по характерних гамма-лініях. Остаточна обробка й побудова карти відбувається на наземній станції.

Принциповою особливістю системи є:

висока безпека польотів у порівнянні з існуючими авіаційними засобами, що літають на гранично малих, а значить небезпечних для них висотах;

істотно знижена вартість виконання робіт за рахунок малих експлуатаційних витрат;

продуктивність роботи одного безпілотного апарата приблизно у два рази вище звичайних літаків за рахунок можливості літати вночі.

Короткі технічні характеристики БПЛА: розмах крила - 3.4 м; довжина - 2,2 м; дальність польоту.- 600км; тривалість польоту - 5 годин; швидкість польоту - 70-160 км/годину; висота до 3 000 м; витрата палива - 4.5 л/годину; зліт по літаковому або з катапульт; посадка - парашутування або по літаковому на малу ґрунтову площадку; кількість бортових відеотерміналів (у т.год. нічних)- 1-3 шт; злітна вага до 75 кг; корисне навантаження- до 25 кг; ресурс у льотних годинах -до1000 годин. Діапазон реєструємих енергій гамма-випромінювань, 30 – 3000 кэВ; діапазон реєструємої активності для Cs-137 на висоті $H=100$ м, - 0,01- 120 Ки/км; діапазон реєструємої потужності дози гамма-випромінювання, наведена до висоти 1м над поверхнею землі - 0,005 - 10000 мР; детектори випромінювання (від 1 до 4 шт.) NaI (Тl) розміром 150x100 мм; типи реєструємих радіонуклідів Rn, Ra, Th, Cs, K, U, і ін.

6. Науково-виробниче підприємство «Укртехно-Атом» (м. Київ). Розробило БПЛА двох типів: «Кажан-1» і «Кажан-2». Перший використовується на базі шасі автомобіля підвищеної прохідності, другий запускається з руки, мають радіуси дії відповідно 70 і 10 км. Призначені для дистанційного відеоспостереження і передачі інформації в реальному масштабі часу. Пускова установка разом з двома контейнерами для збереження і транспортування БПЛА «Кажан-1» розташовується на окремому шасі невеликого автомобіля (типу УАЗ, Land Rover, HUMVEE) [8].

7. ВАТ «Мотор-Січ». Фахівцями ВАТ «Мотор Січ-» розроблено ряд двигунів сімейства МС-400 з тягою від 3,5 до 5,0 кН, які можуть встановлюватися на БПЛА як одноразового, так і багаторазового застосування, а також і необхідне обладнання для розробки та серійного виробництва поршневих двигунів для БПЛА потужністю від 6 до 50 к. с.

8. ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес». Підприємство має можливість формувати вигляд і розробляти ВМД для забезпечення необхідних параметрів БПЛА.

9. ОКБ "ГЕКСЖ-Електрон". ОКБ має значний досвід в розробці спеціальних телевізійних систем, які можуть застосовуватися для оснащення БПЛА. ОКБ розроблено та створено експериментальний зразок телевізійної системи відеоспостереження для ДПЛА.

10. ДП «Оризон-Навігація» (м. Сміла). Підприємством в ініціативному порядку розроблений навігаційно-керуючий комплекс на основі приймачів апаратури супутникової навігації. Основою комплексу є незбуджуєма гіровертикаль, що містить два лінійних акселерометра, орієнтованих по

будівельній осі апарату і по нормалі до неї.

Далеко не повний перелік державних підприємств і організацій ентузіастів-«безпілотчиків» в Україні говорить про досить солідний науковий, технічний і технологічний потенціал України.

Існує ще ряд суміжних задач, ефективне рішення яких доцільне з застосуванням багатофункціональних БПАК:

інформаційне забезпечення та проведення пошуково-рятувальних операцій в інтересах Міністерства оборони, Міністерства надзвичайних ситуацій, органів правопорядку, точної доставки вантажів, засобів рятування, медикаментів, провізії та ін.;

моніторинг території та об'єктів в інтересах Державної прикордонної служби, підрозділів берегової охорони, в тому числі зі здійсненням превентивних мір вогневого впливу;

моніторинг, інспектування та діагностика об'єктів паливно-енергетичного комплексу;

моніторинг та обстеження атмосфери, земної поверхні, річкових та морських фарватерів;

точна доставка засобів активного впливу для протиградового захисту, ініціювання опадів, у тому числі з застосуванням протиградових ракет;

розсіювання щільних туманів для підвищення метеорологічного мінімуму аеропортів і аеродромів з метою забезпечення їх безперервної та безпечної роботи, для запобігання аварій на об'єктах великої протяжності, наприклад, обривів ліній електропередач унаслідок зледеніння проводів, а також покращення видимості на автомагістралях, в акваторіях морських портів, над обсерваторіями;

метеозахист мегаполісів та підвищення метеорологічної комфортності у час проведення спортивних змагань та інших громадських заходів;

аерофотозйомка високої якості та картографування території.

Висновки. В умовах обмежених ресурсів, які є реаліями сьогодення в Україні, необхідно забезпечити максимальну ефективність використання коштів державного бюджету, що передбачає підвищення результатів при незмінних або зменшених витратах. Проект зі створення загальної для усіх споживачів системи повітряного спостереження дозволить підвищити ефективність використання коштів, за рахунок зменшення витрат шляхом об'єднання матеріальних, фінансових і людських ресурсів різних міністерств та відомств, а також підвищити результати, за рахунок впровадження високих технологій повітряного спостереження, які застосовуються в розвинених країнах світу.

При цьому, там де це є доцільним, необхідно використовувати основні переваги застосування БПАК порівняно з пілотованими літаками, а саме:

економія значних фінансових ресурсів, які необхідні для підготовки льотних екіпажів (підготовка операторів БПАК не потребує спеціальної освіти та триває до 3-х тижнів);

низька вартість виробництва та технічного обслуговування міні та мікро БПЛА у порівнянні з пілотованими;

мінімізація людських втрат за рахунок виключення необхідності залучення льотчиків для виконання завдань, пов'язаних з небезпекою для життя;

відносно невеликі розміри та злітна вага деяких класів БПЛА і завдяки цьому висока мобільність та малопомітність як візуальна, так і акустична.

Унікальна можливість використання наукового та виробничого потенціалу України в розробці та створенні БПЛА потребує інвестицій та державної фінансової підтримки.

Список використаних джерел

1. Каргопольцев В.А. Проблемы создания беспилотной гражданской авиации. / В.А. Каргопольцев, В.А. Подобедов // Полет. - 2007. - № 11. - С. 11-15.
2. Лукашев Э.Г. Архитектоника беспилотных комплексов. Впечатления от выставки «Беспилотные многоцелевые комплексы в интересах ТЭК UVS-TECH-2008» /Э.Г. Лукашева, А.А. Силкин, Н.В. Чистяков: [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://dpla.ru/UVS-TECH-2008.htm>.
3. Зинченко О.Н. Беспилотный летательный аппарат: применение в целях аэрофотосъемки для картографирования. – М.: «Ракурс», Москва, Россия, 2011. – 12 с.
4. Бурштинська Х. В., Станкевич С. А. Аерокосмічні знімальні системи. Монографія. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2010. – 380 с.
5. Лесное хозяйство - 2009 - №3 – С.39-40.
6. <http://zala.aero>
7. http://www.annual-report-2010.irkut.com/ru/results_work/projects/bpla/
8. www.uvs-international.org
9. Review of ONR's Uninhabited Combat Air Vehicle Program CPSMA 2000.
10. Уголок неба: Авиационная энциклопедия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.airwar.ru/
11. Новиков Н. Основные направления развития беспилотных авиационных комплексов/ Н. Новиков, В. Барский // Рынок вооружений. – 2008. - №1. – 40 с.
12. Щербаков В. «Беспилотники» потянулись на запах нефти // Национальная оборона. – 2007. - №2. – С.90 – 100.
13. Лукашева Э. П. Архитектоника беспилотных комплексов /Э.П. Лукашева, А.А.Силкин, Н.В.Чистяков [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www/dpla.ru/
14. Федутин Д.В. Новые беспилотные системы и новые тенденции [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.uav.ru/

Аннотация

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ БЕСПИЛОТНОЙ АВИАЦИИ В ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ СИТУАЦИЯХ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА УКРАИНЫ

Чумаченко С.М. Пешня Л.А. Черепньов И.А

Проанализировано современное состояние малой беспилотной авиации как средства воздушного наблюдения для сферы гражданской защиты и их возможности широкого применения в области экологического обеспечения в агропромышленном комплексе Украины. Учтены возможности и наработки научно-промышленного потенциала Украины.

Abstract

ON THE EFFECTIVENESS OF UNMANNED AVIATION IN EMERGENCIES AGRO-INDUSTRY

S Chumachenko, L. Pishya, I Cherepnev

The current state of development of small unmanned aircraft as airborne surveillance for civil protection and their broad application possibilities in the field of environmental security in agriculture Ukraine. Included features and operating time scientific and industrial potential of Ukraine.

ЗМЕНШЕННЯ КІЛЬКОСТІ ТРАВМ РОБІТНИКІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛАНЦЮГОВИХ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРІВ

Полянський О.С., д.т.н., професор. Дьяконов О.В., аспірант

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

**Леусенко А.В. д.т.н., проф., Репетенко М.В. к.т.н., доц., Чеботарьова О.В.
старший викладач, Мікуліна І.О., асистент**

*Харківський Національний університет міського господарства ім.
О.М.Бекетова*

Проаналізований травматизм при експлуатації скребкових конвеєрів

Руйнування з'єднувальних ланок під час експлуатації ланцюгових скребкових конвеєрів призводить до травмування гірничих робітників. Часто-густо ці травми носять смертельний характер. Тому зменшення числа поривів з'єднувальних ланок має велике значення для запобігання травматизму робітників

Як показує досвід експлуатації, пориви з'єднувальних ланок припадають на такі зони:

- зона між потовщенням і скругляючою частиною (зона кулака);
- зона поблизу місця контакту з'єднувальної ланки з ланкою ланцюга (зона $\varnothing 18$).

В даний час розроблено велику кількість конструкцій кріплення скребка до ланцюга [1,2]. Найбільш широке поширення набула з'єднувальна ланка, що представляє собою скобоподібні елемент, що з'єднує за допомогою болта і гайки відрізки високоміцних круглоланкових ланцюгів і скребка [3].

Даний тип сполучних ланок застосовується в скребкових конвеєрах з ланцюгами, розташованими в бічних напрямних рештатного става (конвеєри типу СП). Ці конвеєра набули найбільшого поширення, оскільки вони дозволяють здійснювати видобуток вугілля з пластів потужністю 0,55-0,9м, в яких знаходиться близько 80% всіх запасів вугілля України. Найбільш вразливим місцем цього типу конвеєрів є тяговий орган, тому що більше 60% його поривів припадає на з'єднувальні ланки. Тому вирішення проблеми підвищення міцності з'єднувальної ланки є важливою і актуальною задачею.

Метою роботи є експериментальне визначення впливу величини зазору між скребком і з'єднувальною ланкою на міцність з'єднувальної ланки.

Аналіз досліджень і публікацій. В роботі [3] зазначається, що є істотні відмінності між ланками ланцюга по їх міцності і ця обставина може значно впливати на довговічність ланцюга в цілому. Спостереження показали, що при

роботі швидко послаблюється затяжка болтів з'єднувальних ланок, за допомогою яких кріпляться скребки і замикаються з'єднувальні ланки, а систематична підтяжка болтів швидко призводить до їх поривам. Причиною є нерівномірне навантаження на ланцюг.

Великий обсяг результатів з експериментального дослідження статичної та втомної міцності круглоланкових ланцюгів і їх елементів (зокрема з'єднувальних ланок) наведено в роботах [4,5,6], проте величина зазору між лапками з'єднувальної ланки і скребком (замикаючим елементом) в цих роботах не наводиться.

В роботі [7] представлені результати досліджень з вибору величини попереднього натягу ланцюга одноланцюгових скребкових конвеєрів, які мають важливе значення при створенні моделі навантаження як усього тягового органу, так і його елементів - з'єднувальних ланок.

Конструктивні особливості з'єднувальних ланок наведені в роботі [3].

Виклад основного матеріалу. З метою впливу вибірки зазору, матеріалу, режиму термообробки в з'єднанні "з'єднувальна ланка - скребок" на втомну довговічність і статичну міцність з'єднувальної ланки на Харківському заводі «Світло шахтаря» були проведені експериментальні дослідження. Втомним випробувань піддавалися партії з'єднувальних ланок конвеєрів СП202 зі сталі 35ХГСА, термообробка стандартна за технологічними умовами креслення, зазори до затягування болтового з'єднання 0 ... 5 мм. Випробування проводилися в зборі з відрізком скребка, чотирма ланками високоміцного круглоланкового ланцюга і болтового з'єднання, момент затягування якого склав 350 Нм. У межах кожної партії технологія виготовлення ланок була однаковою.

Базою для випробувань є універсальна випробувальна машина ГРМ 1. Кріплення ланцюга здійснювалося за допомогою спеціальних затискачів, конструкція яких виключала вплив зусиль у захопленнях машини на напружений стан з'єднувальної ланки. Навантаження прикладалося уздовж поздовжньої осі з'єднувальної ланки. Верхній і нижній межі навантаження становили 127 і 25 кН відповідно, частота пульсацій - 200 - 600 циклів на хвилину.

Методика статистичної обробки результатів випробувань з'єднувальних ланок типу СП, розроблена на основі [8,9], включає наступні етапи:

- Виключення систематичної складової похибки результатів випробувань;
- Перевірка відповідності експериментального закону розподілу теоретичному нормальному (проводилося на основі критерію W);
- визначення параметрів розподілу:
- найбільш ймовірне значення шуканої величини x - (середнє арифметичне вибірки);
- середньоквадратичне відхилення σ (x) результатів випробувань (за формулою Бесселя);
- при оцінці аномального значення деякого результату спостереження x_k , що помітно відрізнявся від інших у вибірці, обчислення показника аномальності V_k для цього результату і зіставлення його з табличної величиною β для даного

обсягу вибірки. Якщо побоювання підтверджувалися, цей результат випробувань x_k виключався з вибірки, а значення \bar{x} і s обчислюються заново (для цієї ж вибірки, але без x_k);

- побудова довірчого інтервалу випадкової складової похибки результату вимірювання;

- обчислення довірчих меж невиключених залишків систематичної складової похибки результату вимірювання;

- обчислення довірчих меж загальної похибки результату вимірювання (з урахуванням випадкової і систематичної складових). Результати втомних випробувань наведені в табл.1.

Таблиця 1 - Результати втомних випробувань наведені

Матеріал	Зазор +/- 0.5,мм	Місто поломки	Циклічна довговічність, Кцикл. N	i) N _{min} b) N _{max}	$\frac{N_{мед}}{N_{ср}}$	$\sigma(N)$	$\frac{\sigma(N)}{N_{ср}}$
1	2	3	4	5	6	7	8
35ХГСА	0	Кул.	15,8; 27,1;46,7; 48,2; 52,8; 56,1; 63,4	15,8/63,4	48,2/44,3	17,4	0,39
с) 35ХГСА	1,0	Ø18	16,1; 25,2; 47,1; 48,0; 53,0; 56,2; 63,5	16,1/63,5	48,0/44,2	13,25	0,3
d) 35ХГСА	3,0	Ø18	30,4 ;54,1 58,1 60,1; 62,0; 66,7; 74,6	30,4/74,5	60,1/58,1	13,8	0,24
е) 35ХГСА	5,0	Ø18	12,2; 22,2; 43,6; 46,1; 50,2 ;54,2; 60,2	12,2/60,2	46,1 /41,2	12,1	0,29

Аналіз результатів випробувань показує:

- При відсутності попереднього зазору в з'єднанні "з'єднувальна ланка - скребок" поломка ланки припадає по кулаку (рис. 1), а при наявності зазору - по Ø 18 (рис. 2).

- Наявність зазору порядку 3мм в з'єднанні забезпечує збільшення втомної довговічності в 1,2 - 1,3 рази.



Рис. 1 Поломка по кулаку



Рис. 2 Поломка по Ø 18

Статичні випробування проводилися також на універсальній випробувальній машині ГРМ 1. Була відібрана партія з'єднувальних ланок з однієї садки (сталь 35ХГСА), термообробка стандартна. Результати випробувань наведено в табл. 2.

Таблиця 2 - Результати випробувань з'єднувальних ланок на статичну міцність

f) Матеріал	Зазор +/- 0,5,мм	Руйнуюче навантаження P_p, T_c	P_{pmin}/P_{pmax}	$P_{pмед}/P_{pср}$	$\sigma(P_p)$	$\sigma(P_p)/P_{pср}$
g) 35ХГСА	0	37,0; 39,2; 39,8;42,0; 41,2; 42 ;43	37/43	41/40,04	2,00	0,05
h) 35ХГСА	1	37,2; 39,8; 40;41,2 ;41.9; 42,3; 44	37,2/44	40/40,9	2,046	0,05
i) 35ХГСА	3	42,5; 45,4; 45,8; 46; 47,8; 48.2; 49	42,5/49	46/46,4	2,28	0,05
j) 35ХГСА	5	36; 37; 38,1; 40; 41; 41,2; 42	36/39,3	28,1/39,3	1,9	0,049

Статичні випробування проводилися також на універсальній випробувальній машині ГРМ 1. Була відібрана партія з'єднувальних ланок з однієї садки (сталь 35ХГСА), термообробка стандартна. Результати випробувань наведено в табл. 2.

Аналіз результатів випробувань показує, що статична міцність ланок з зазором близько 3 мм в з'єднанні " з'єднувальна ланка - скребок" майже в 1,15 рази вище, ніж при відсутності зазору.

Як показали описані вище досліди, наявність зазору в з'єднанні, вибраного в процесі складання тягового органу, в цілому позитивно впливає на втомну довговічність з'єднувальної ланки. Однак у процесі роботи конвеєра виникають динамічні навантаження, що сприяють розкручуванню болтового з'єднання стягуючого з'єднувальну ланку зі скребком, при цьому між ними утворюється зазор (люфт). Проведено експеримент, метою якого було виявлення впливу цього люфту на втомну довговічність з'єднувальної ланки.

Випробовувалися серійно виготовлені ланки зі сталі 35ХГСА, що пройшли термообробку з твердістю 388 НВ. Випробування проводилися на машині ГРМ 1 з максимальним навантаженням 127 кН і мінімальної 25 кН.

Для випробувань ланок з зазором в 1 мм по затягуванню болта з'єднувальна ланки збиралися зі скребком і подовженим болтом. Під головку болта підкладалася пластина товщиною в 1 мм, гайка болта закручувалася до зіткнення з площиною ланки, після цього ставилася і затягувалася контргайка. Пластина з під головки болта виймалася, і по осі болта залишався міліметровий зазор. Аналогічним чином збиралися ланки для випробувань і з зазором в 4 мм.

Момент затягування болтового з'єднання становив 150 Нм. Ланки з нульовим зазором збиралися звичайним чином.

Результати випробувань наведено в табл. 3.

Таблиця 3 - Результати випробувань з'єднувальних ланок з невивраним зазором

Зазор +/-0,5,мм	Циклічна довговічність, Кцикл, N	$\underline{N}_{min}/N_{max}$	$\underline{N}_{мед}/N_{cp}$	$\sigma(N)$	$\sigma(N)/N_{cp}$
0	80,22; 20,55;40,16;93,19; 58,8; 48,2; 68,8;	20,55/93,19	92,19/58,5	22,874	0,391
1	7,64; 4,06;17,58;16,08; 19,05; 6,24; 3,9	3,9/19,05	16,08/10,65	6,152	0,577
4	2,7; 2,41; 2,95; 2,6; 2,7; 2,7; 2,6	2,41/2,95	2,6/2,69	0,157	0,058

Як видно з проведених випробувань на втомну довговічність, з'єднувальні ланки з зазором в 1 мм мають середнє число циклів до руйнування 10650, при цьому мінімальне число циклів становить 3900, а максимальне - 19050. Але навіть максимальне число циклів становить величину, меншу половини від базового числа циклів (40000).

Ще більш низькі результати втомної довговічності показали випробування ланок з зазором в 4 мм.

Таким чином, на втомну довговічність з'єднувальних ланок істотно впливає повнота затягування болтів. Нещільна затяжка, а тим більше осьовий зазор по її осі негативно впливає на втомну довговічність з'єднувальної ланки. Зазор по затягуванню болта в 1 мм зменшує середню величину втомної довговічності ланки майже в 6 разів, а зазор в 4 мм - майже в 22 рази в порівнянні із з'єднанням з нульовим зазором.

Висновки

1. Монтажні напруги, обумовлені вибором зазору між з'єднувальною ланкою і скребком позитивно, впливають на втомну довговічність і статичну міцність з'єднувальних ланок. Найбільш раціональна величина зазору порядку 3мм.

2. У разі невивраного зазору втомна довговічність з'єднувальної ланки різко знижується. Тому необхідно забезпечувати надійну затяжку болтового з'єднання, що стягує з'єднувальну ланку і скребок, удосконалювати контровку цього з'єднання таким чином, щоб вона повністю виключала розкручуванню болтового з'єднання під дією динамічних навантажень.

3. Проведені експериментальні дослідження дають можливість суттєво підвищити втомну і статичну довговічність з'єднувальних ланок, зменшити кількість їх поривів, і як наслідок зменшити кількість травм робітників при експлуатації ланцюгового скребкового конвеєра на вугледобувних підприємствах України.

Список використаних джерел

1. *Леусенко А.В.*, Цепные замки и цепи тяговых органов скребковых конвейеров/А.В.Леусенко, Г.В.Высоцкий, М.В.Репетенко. - Харьков. : ХЦНТИ, 1991.- 17 с.
2. *Леусенко А.В.*, Тяговые органы забойных скребковых конвейеров/А.В.Леусенко, Г.В.Высоцкий, М.В.Репетенко.- М.: ЦНИЭИуголь, 1991.- 31с.
3. *Леусенко А.В.*, Скребокые конвейеры: Справ-ное пособие/А.В.Леусенко, Г.В.Высоцкий, Б.А.Эйдерман.-М.: Недра, 1993.- 221с.
4. *Микула С.* Усталостная и усталостнокоррозионная долговечность цепных тяговых органов горных машин // Уголь Украины. –1988.-N 7. С. 29-30.
5. *Гончаров В.П.* Повышение долговечности звеньев конвейеров СП-63 при статических нагрузках// Уголь Украины. - 1980.-N 11. С.33-34.
6. *Гончаров В.П.* Исследование усталостной долговечности соединительных звеньев тяговой цепи скребковых конвейеров СП-63 //Уголь Украины - 1980.- N 8. С.28-30
7. *Леусенко А.В.* Выбро величины предварительного натяжения цепи одноцепных скребковых конвейеров/А.В. Леусенко ,М.В.Репетенко // Изв. вузов. Горн. журн. 1991.-N 10.С. 66-68.
8. *Статистические* методы обработки эмпирических данных. Рекомендации. – М.: Изд-во стандартов, 1978.- 232с.
9. *Рыжов П.А.* Математическая статистика в горном деле. -М.: Высш шк., 1973.- 287с.

Аннотация

УМЕНЬШЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ТРАВМ РАБОЧИХ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЦЕПНОЙ СКРЕБКОВОЙ КОНВЕЕРОВ

Полянський О.С., Дьяконов О.В.

Проанализирован травматизм при эксплуатации скребковых конвейеров

Abstract

REDUCING THE NUMBER INJURY WORKERS IN OPERATION CHAIN SCRAPER CONVEYOR

O. Polyansky, O. Dyakonov

Analyzed injuries in the operation of conveyors

ЕКОЛОГІЧНІ ТА ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ УТИЛІЗАЦІЇ РОСЛИННИХ ТА ДЕРЕВНИХ ВІДХОДІВ ЛІСОСІК.

**Дяконов В. І., к.т.н., доц., Фесенко Г. В., к.т.н., доц., Винокуров М.О.,
старший викладач, Дьяконов О.В., аспірант**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

*Робота присвячена розробці гнучкої технології утилізації рослинних та
деревних відходів*

Постановка проблеми.

Ліси у наш час відіграють неабияку важливу роль у суспільстві, впливаючи на господарську діяльність та життя людини. Адже вони виконують такі важливі функції, як: екологічну, соціальну, санітарно-гігієнічну, середовищ-утворюючу й економічну.

Враховуючи той факт, що Україна вважається малозабезпеченою лісовими ресурсами країною (лісистість складає 14,3%), необхідно вжити певних заходів для якнайбільш раціонального та комплексного використання лісового фонду країни. Тож основним принципом сталого розвитку лісового господарства повинне стати безперервне, невиснажливе і безвідходне використання лісових ресурсів. Однією з найбільш гострих проблем, яка постала у ХХІ ст. перед людством усього світу та Україною у тому числі є накопичення значної кількості промислових та побутових відходів, кількість яких безупинно зростає з кожним роком. Отже, перед науковцями постала проблема ефективного використання, переробки та утилізації відходів(2.3.4.6). Внаслідок неефективності чи низької ефективності виробництва 90-95% сировинних матеріалів зараз перетворюється у відходи(2.3).

В результаті проведення лісосічних робіт на місцях рубок залишається багато так званих порубкових залишків - гілок, вершин, кори, а дуже часто і тонкомірних дерев, листя, хвої. Ці лісосічні відходи навіть у зоні інтенсивного ведення лісового господарства складають до 50% запасу стовбурної маси деревини, або до 20% загальної маси запасу.

Мета статті. Розгляд еколого-економічних аспектів раціонального використання відходів в умовах агропромислових і лісових господарств шляхом роботи багатоваріантної гнучкої технології та визначення сприятливої конструкційно-технологічної схеми машини.

Об'єкт та методика дослідження. Об'єктом дослідження є відходи та процеси підготовки палива з них для колективного та індивідуального користувача.

Предметом дослідження є мобільна установка, яка досить гнучко підходить до переробки відходів.

У процесі дослідження використовувалися експериментальні та

теоретичні методи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблеми раціонального використання та відтворення лісових ресурсів розглянуті в наукових працях. Кількість порубкових залишків залежить від багатьох причин: у хвойних лісах їх більше, в листяних - менше, при зимових Вирубка в хвойних лісах залишків, як правило, більше, ніж при літніх. Порубкових залишків практично не використовуються.

Поряд з цим у наукових роботах не приділено належної уваги питанням економічних аспектів розвитку виробництва з урахуванням екологічної складової.

Порубкових залишків є перешкодою для лісосічних робіт. Вони заважають роботі вальників лісу, трелюванню деревини, а після закінчення цих процесів ускладнюють природне поновлення лісу, заважають підготовці ґрунту для посадки лісових культур. Але найголовніше - захаращення лісу порубкових решток призводить до підвищення пожежної небезпеки і виникнення лісових пожеж, погіршення санітарного стану лісу. Тому порубкових залишків повинні бути або прибрані з площі лісосіки і використані або наведені в такий стан, ігри якому не заважатимуть процесу лісооновлення, а навпаки, сприяють йому. Цей процес називають очищенням місць рубок (лісосік).

Виклад основного матеріалу дослідження.

Хоча очистка місць рубок і входить до складу лісозаготівельних робіт, але вона є також важливим лісогосподарським і лісокультурним заходом, від якого залежить протипожежний та санітарний стан лісових насаджень. Очищення лісосік - трудомістка операція, тому лісозаготівельники виконують це неохоче. До того ж вартість робіт з очищення лісосік в середньому становить 3-5% від вартості заготовок.

Вершини дерев, гілки, сучки, хвоя, листя складають найбільшу частину порубкових залишків, в той же час вони є частинами дерев, тому і містять основний запас поживних речовин. Відомо, що зольність порубкових залишків знаходяться в межах 4.4-4.7% маси в абсолютно сухому стані. При спалюванні залишків хвойних порід на кожному гектарі лісосіки утворюється, в середньому, 1 т золи, а вона містить 6% з'єднань калію, 2,5% фосфору і до 35% вапна, тобто спалювання залишків звільняє досить велику масу поживних речовин, які можуть використовуватися як добриво. При спалюванні порубкових залишків у купах поверхневий шар ґрунту буде нагріватися. Як показали дослідження, це веде до різкого збільшення вмісту сполук азоту, насичення ґрунту підставами і до зниження загальної кислотності ґрунтового розчину, що забезпечує нейтральну реакцію середі. У ґрунті також змінюється хід мікробіологічних процесів з посиленням маслянокислого бродіння і виділенням вуглекислого газу, складні органічні сполуки розкладаються на прості і доступні лісовим рослинам. Вогонь визивають процесі нітрифікації у верхніх шарах ґрунту, тоді як під пологом лісу ці процесі відсутня. У свою чергу, на місцях спалювання залишків з'являються азотолюбиві рослини - кипрей (іван-чай), малина, які супроводжують самосів деревних порід. В цілому на обпаленій поверхні ґрунту порівняно з необпаленою відмічається в 5

разів більше самосіву хвойних порід.

У багатьох районах порубкових залишки листяних порід, насамперед берези, використовують як корм диких і домашніх тварин. Правильно проведена очистка місць рубок затримує здерев'яніння ґрунту, ніж зберігає сприятливі умови для відновлення лісу, фізичні та мікробіологічні властивості лісових ґрунтів, а в гірських умовах перешкоджає розвитку ерозійних процесів.

В умовах малолісної та лісо дефіцитної України лісові ресурси є досить вагомими, а їх залучення у господарський обіг має і екологічне, і соціальне значення. Сучасні технології дають змогу проводити багаторівневу переробку деревини та, зокрема, деревних відходів, які можна досить широко використовувати за рахунок переробки.

У роботах(1-14) проаналізовано способи переробки рослинних та деревних відходів і пристроїв, які забезпечують ефективне використання паливних заготовок. Показано, що дає можливість здешевити та максимально повно використати відходи та одержати екологічно чисте паливо для котелень і газогенераторних установок. Розроблені конструкції установок покращують їх експлуатаційні характеристики та розширюють технологічні можливості переробки рослинних та деревних відходів.

За допомогою запропонованої гнучкої мобільної установки доцільно переробити відходи прямо на місці їх утворення - на місці роботи. Бажано такі установки робити на базі трактора класу 1,4:2 т з живленням від газогенератора. Така установка оснащується модулем для виробництва дров, подрібнювачем та сушкою рослинних та деревних відходів. Кінцева стадія роботи установки - пресування біомаси.

У процесі досліджень об'єктом спостережень були пиловочні колоди, що залишилися на місці рубок після огляду на придатність до використання. В деяких випадках вимірює параметри сировини від рубок и проріджування або реконструкції (табл. 1)

Таблиця 1

Характеристика спостережень

Підприємство	Рік спостережень	Загальне число спостережень	Число серій	Середнє число замірів в серії
Старосалтівське лісництво	2011	983	12	82
Волчанське лісництво	2011	212	2	106

На підставі отриманих даних була проведена перевірка гіпотези про відповідність експериментальних спостережень за розподілом діаметрів и піловочних колод, отриманих при проведенні рубок догляду за лісом, І логнормальному розподілу за критерієм χ^2 . Пірсона при 5% рівні значимості. Результати розрахунків наведених в табл. 2.

Таблиця 2 Розрахунок основних характеристик

Підприємство	Номер серії	Число Ступенів свободи	Оцінка параметрів розподілення		Розрахункове χ^2	Табличне χ^2
			середнє логарифмів діаметрів	с.к.о. логарифмів діаметрів		
Старосалтівське лісництво	1	7	2,969	0,336	6,762	14,1
	2	6	2,707	0,347	11,806	12,6
	2	5	2,893	0,332	13,943	11,1
	4	6	2,987	0,354	5,744	12,6
	5	5	2,636	0,335	6,64	11,1
	6	7	3,106	0,3 17	2,428	14,1
	7	5	2,76	0,338	2,43	11,1
	8	5	2,858	0,275	7,794	11,1
	9	6	2,821	0,354	16,728	12,6
	10	4	2,785	0,252	2,91	9,5
	11	6	2,839	0,266	4,22	12,6
	12	5	2,786	0,297	1,241	11,1
Вовчанське лісництво	1	9	2,844	0,234	8,549	16,9
	2	9	2,689	0,302	11,004	16,9

Графіки емпіричних і теоретичних розподілів діаметрів колод 01 останніх етапах рубок догляду за лісом приведені на рис. 1.

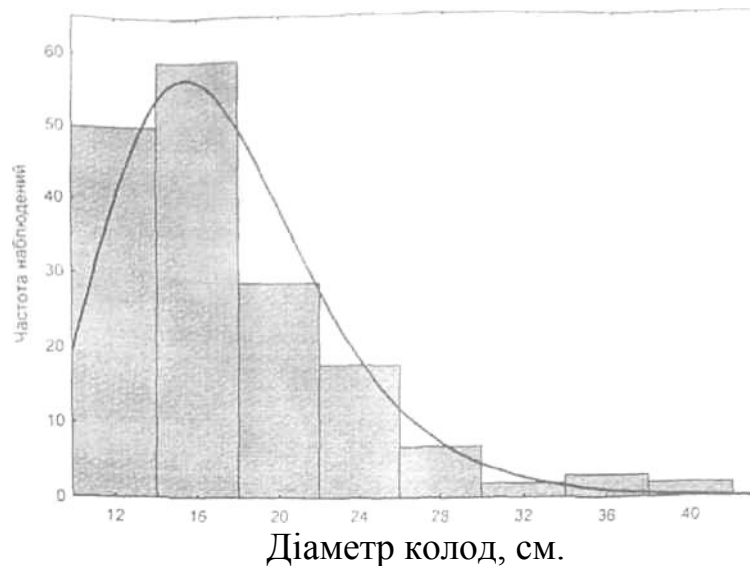


Рис. 1. Гістограма і теоретичне логнормальний розподіл діаметрів піловочних колод від рубок догляду в Старосалтівському лісництві.

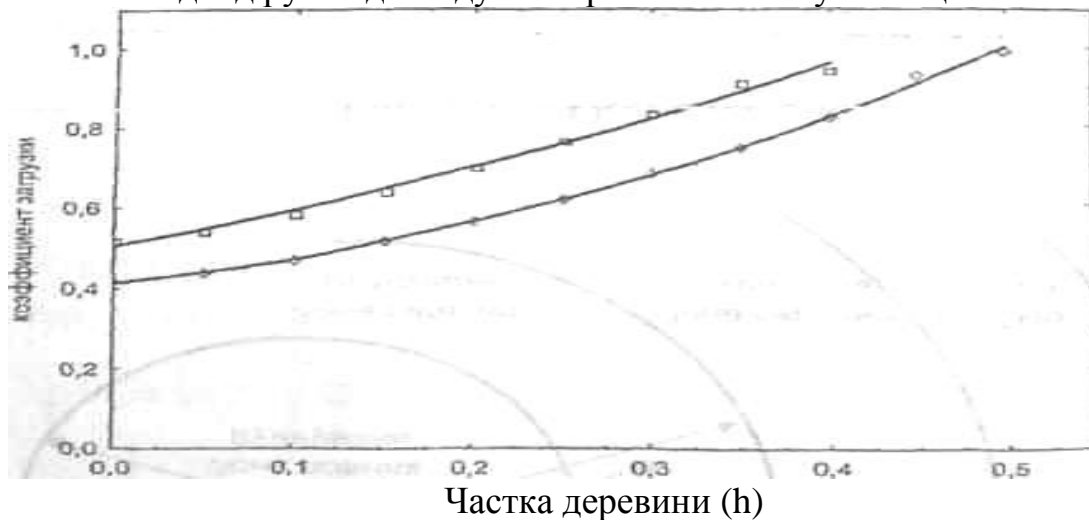


Рис. 2. Зміна коефіцієнта загрузки обладнання цеху при різних складах деревної сировини.

К

оефіцієнта загрузнемо обладнання від частки пиловочного сьрря від рубок догляду (А) у загальному обсязі обробку деревини в цеху (рис.4.13)

Висновки

На вибір системи машин біообробних цехів суттєвий вплив оказує розмірно-якісні характеристики обробної сировини.

2. Варіювання розміно-якісних параметрів сировини в широких межах потребує створення гнучких лісообробних процесів, які легко переобладнуються на обробку різних видів лісоматеріалів, з урахуванням ринку біопродукції.

3. Круглі лісоматеріали, які поступають на обробку, мають наступні показники:

розподілення лісоматеріалів по діаметру не суперечить логарифмічно нормальному закону розподілення і нормальному закону розподілення;

розподілення відносних діаметрів внутрішньої гнилі лісоматеріалів (відношення діаметра внутрішньої гнилі сортименту до його діаметра) не суперечить нормальному закону розподілення.

завантаження технологічної лінії зростає під час довантаження обладнання цеху додаткового об'єму пиловочної сировини від рубок догляду за лісом;

додаток до основного виду обробної сировини при його нехватці інших сортиментів, отриманих при проведенні рубок догляду за лісом, дозволяє максимально використати резерв продуктивності станків в цеху забезпечити їх повне завантаження;

збільшення завантаження станків в лісообробного цеху за рахунок можливості обробки в ній сортиментів від різних видів користування, може досягати 30-40%.

Список використаних джерел

1. Автомобильные и тракторные двигатели (теория, системы питания, конструкция и расчет): Учеб. для вузов по спец.: «автомобили и тракторы» / Ленин И.М., Попык К.Г., Малашкин О.М., Райков И.Я., Самоль Г.И., Сидорин К.И., Под ред. И.М.Ленина – М.: Высшая школа, 1969. – 656 с.
2. Белов В.О., Гуднев В.С., Слепцов О.И. Биотопливо из рапса // Сельск. Механиз. – 2004. - №5. – с. – 32.
3. Bernard V. Alternative kinds of energy // Afrique exp. – 1984. - №4. – P. 41-44.
4. Божко О.А. Традиционному топливу есть альтернатива // Новости теплоснабжения. – 2003. №10. – С.28-30.
5. Ємець Б.В. Визначення загальної енергоємності і використання автомобілів з газогенераторною установкою в екологічних агротехнологіях // Вісн. ДАУ. – 2005. - №1. – С.208-219.
6. Лось Л.В., Цивенкова Н.М. Проблема енергоносіїв та її вирішення в сільському господарстві України біоенергетичними газогенераторами // Вісн. ДАУ. – 2004. - №2. – С. 3-21.
7. Окоча А.І., Вірювка М.І. Альтернативні палива для дизельних двигунів сільськогосподарської техніки (стан і проблеми) // Констр., вир-во та експл. с-г. машин. – 2003. Вип. 33. – С. 216-221.
8. Павловський Н.П., Орлов С.Ф. Автомобильно-тракторные газогенераторные установки. – М.: Гостехиздат, 1939. – 384с.
9. Развитие биоэнергетической технологии в Украине / Г.Г. Гелетуха, Т.А. Железная, С.В. Тишаев, С.Г. Кобзарь // Экотехнол. И ресурсосбер. – 2002. - №3. – С. 3-11.
10. Сидоренко Р.В. Покращення паливної економічності і зменшення токсичності автомобілів з двигунами, переведеними з бензину на газ: Автореф. дис.... к-та техн. наук: 05.22.20 / Нац. трансп. ун-т. –

- К., 2004. – 19с.
11. Створення сучасного газогенераторного двигуна внутрішнього згоряння для північних районів України – важливий фактор підтримки сільськогосподарського товаровиробника / М.І. Шмалюк, В.А. Вознюков, Б.В. Ємець, Л.В. Лось // Вісн. Інженер акад. України. – 2001. - №2. – С. – 75-77.
 12. Токарев Г.Г. Газогенераторные автомобили. – М.: Изд.Мин. ком. хоз. РСФСР, 1948. – 160с.
 13. Трактори та автомобілі. Ч.1. автотракторні двигуни: Навч. посіб. / Сандомирський М.Г., Бойко М.Ф., Лебедев А.Т., Варваров Л.М., Антипенко А.М., Макаренко М.Г., Мироненко Г.П., Денисенко А.Г.; За ред. проф. А.Т. Лебедева. – К.: Вища школа, 2000. – 357с.
 14. Чумаков В.С., Мустафаев М.А. Т-25А на газодизельном топливе. // Сельск. Механиз. – 2004. - №6. – С.6-8.

Аннотация

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УТИЛИЗАЦИИ РАСТИТЕЛЬНЫХ И ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ ЛЕСОСЕКИ

Дьяконов В. И., Фесенко Г. В., Винокуров Н. А., Дьяконов О.В.

Работа посвящена разработке гибкой утилизации растительных и древесных отходов

Abstract

ENVIRONMENTAL AND ECONOMIC ASPECTS OF RECYCLING VEGETATION AND WOOD WASTE CUTTING AREAS

V. DyakonOV, G. Fesenko, N. Vinokurov, O. DYAKONOV

The work is dedicated to the development of flexible utilization of plant and wood waste

ВПРОВАДЖЕННЯ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ УКРАЇНИ ДЛЯ СЕРЕДНЬОГО ТА МАЛОГО БІЗНЕСУ АПК

Чумаченко С.М. д.т.н., с.н.с.,
лауреат Державної премії в галузі науки і техніки,
Пісня Л.А. к.т.н., Черепньов І.А к.т.н, доц.

*Український науково-дослідний інститут цивільного захисту
НАУКОВО-ДОСЛІДНА УСТАНОВА «УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-
ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ ЕКОЛОГІЧНИХ ПРОБЛЕМ»
Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенко*

Проаналізовано сучасний стан вітрової енергетики на Україні та її внесок до світової тенденції розвитку даної галузі. Враховано можливості та наробітки науково-промислового потенціалу, наведено приклади впровадження вітроенергетичних систем в малому та середньому бізнесі агропромислового комплексу інших країн, вказано перспективні напрямки реалізації в реаліях України.

Постановка проблеми.

У нинішніх умовах, коли ряд підприємств АПК вимушений витратити до 50% витрат агропродукції на енергоресурси, традиційні паливо, тепло і електроенергія дорожчають, енергетичної ефективності стає питанням номер один для розвитку, роботи і навіть просто життєдіяльності виробників і переробників продукції рослинництва і тваринництва.

Нагальними ключовими науково-практичними завданнями енергетичної ефективності АПК України є наступні:

- Як понизити питому вагу витрат на енергоресурси в собівартості продукції до європейських показників;
- як фінансувати проекти енергетичної ефективності на підприємствах АПК: на що можна розраховувати в нинішніх умовах;
- як забезпечити енергетичну автономність підприємств АПК .
- «екологізація» енергетичної галузі в АПК до світового конкурентоздатного рівня.

За даними Міжгалузевого науково-технічного центру вітроенергетики Національної академії наук України, територія нашої країни має значні ресурси вітрової енергії, які оцінюються у 30 ТВт х год./рік.

Потенціал використання на Україні нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії (НВДЕ) в перерахунку на умовне паливо та обсяги заміщення ПЕР [1] наведено в таблиці 1.

Таблиця 1. Технічно досяжний енергетичний потенціал нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії (млн. т у. п.)

	Сонячна енергетика	Геотермальна енергетика	Мала гідроенергетика	Енергія біомаси	Теплова енергія стічних вод	Теплова енергія ґрунту та ґрунтових вод	Всього	Споживання орг. палива Комунальний сектор	Всього	% заміщення орг. палива за рахунок ВДЕ
Досяжний енергетичний потенціал	6,00	12,00	3,00	20,0	4,2	13,89	59,09	59,02	202,07	29,2
Обсяги заміщення органічного палива за рахунок «великої» гідроенергетики по Україні			7,0			3,6				
Обсяги заміщення органічного палива за рахунок енергії вітру по Україні			15,0			7,4				
Технічно досяжний енергетичний потенціал позабалансових джерел енергії ВСЬОГО			93			202,07			46	

На території України придатними для будівництва ВЕС вважаються площі до 7 тис. км², це - карпатський, приазовський, донецький, західнокримський, гірнокримський, керченський регіони, Харківська й Полтавської області. За розрахунками науковців, при максимальному використанні сили вітру в цих регіонах можна було б одержувати електроенергію в обсягах, які б надавали можливість забезпечити до 50% загального енергоспоживання країни.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

За даними Глобальної ради з вітроенергетики Global Wind Energy Council, вперше в історії вітроенергетичного сектору за рік у світі було введено рекордну кількість нових потужностей - **51,477 МВт**, що відповідає річному зростанню в розмірі 44%. На кінець 2014 року загальна встановлена вітроенергетична потужність в світі перевищила **369, 5 ГВт**. Середнє збільшення суми потужностей всіх вітрогенераторів у світі, починаючи з 2009 року, становить 38-40 гігават за рік і обумовлено бурхливим розвитком вітроенергетики в США, Індії, КНР і ФРН .

Енергетический сектор ЕС – общая установленная мощность (МВт)

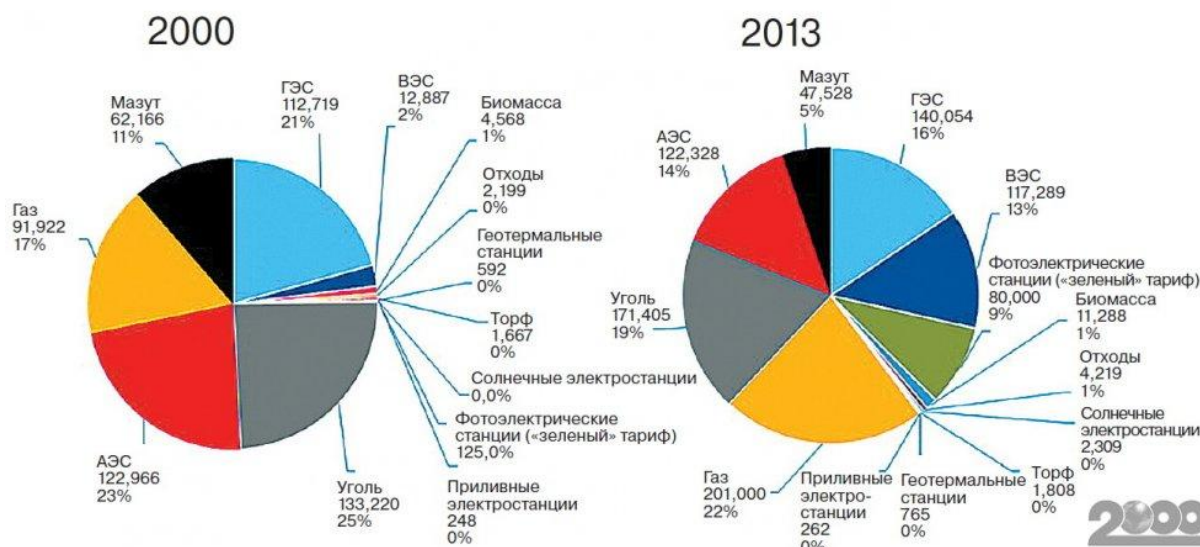


Рис. 1 Зростання внеску нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії в ЕС [2]

У 2010 році в Європі було сконцентровано 44% встановлених вітряних електростанцій, в Азії - 31%, в Північній Америці - 22%.

У Європі планується промислове виробництво вітроенергетичних установок одиничною потужністю 6 МВт, а найпоширеніша потужність одного вітряка становить 2-3 МВт.

В Україні ж тільки освоюється випуск установок одиничною потужністю до 2 МВт, до цього випускалися вітроелектростанції по 110-600 кВт. На відміну від країн СНД, тільки Україна сьогодні має налагоджене серійне виробництво ліцензійних ВЕУ. У їхньому виробництві беруть участь 20 заводів колишнього військово-промислового комплексу, а зборку вітротурбін для ВЕУ здійснює Дніпропетровський «Південний машинобудівний завод».

Наразі будівництво вітротурбін також здійснює спільне україно-німецьке підприємство ТОВ «Фурлендер Віндтехнолоджі», яке володіє ліцензіями на виробництво турбін потужністю 2, 2,5 МВт й в 2014 році розпочало виробництво однієї з найсучасніших вітроустановок світу зі встановленою потужністю в 3 МВт [3].

В таких державах як Данія, Шотландія вітрогенерація виробляє третину електроенергії в електробалансі держав [4].

Вітроенергетика Єврокомісією віднесена до одних з пріоритетних напрямів розвитку електрогенерації. Щорічне зростання потужностей становить 13,1%[4].

Китай залишається «двигуном» глобального зростання вітроенергетики. Додавши в 2014 році **23 351 МВт** нових вітроенергетичних потужностей, що відповідає 45% від усіх ВЕС, встановлених в світі за рік, Китай встановив новий світовий рекорд [5].

З великим відривом на другому місці на домінуючому сьогодні у світі азіатському вітроенергетичному ринку знаходиться Індія, яка встановила за рік 2,315 МВт [5]. Потрібно відзначити, що на даний час в країні створені всі умови для нового витка зростання вітроенергетики.

Згідно з офіційними даними Національної енергомережі Сполученого Королівства в січні 2015 вітроенергетична галузь встановила нові рекорди з вироблення електроенергії, зайнявши, таким чином, провідну роль в енергоструктурі країни. Січень 2015 був найбільш продуктивним місяцем за всю історію національної вітроенергетики - 14% від загальної кількості поставленої в мережу електроенергії (4.13 ТВт·год) було вироблено вітростанціями країни, що достатньо для забезпечення електроенергією 8,7 млн родин Сполученого Королівства [5].

Згідно з планами уряду Німеччини, частка відновлюваної енергетики в енергетичному балансі країни повинна скласти 40 - 45% в 2025 році і, мінімум 80% до 2050 року[5].

Нині альтернативна енергетика з використанням нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії (НВДЕ) стає одним із базових напрямів розвитку технологій у світі, разом з інформаційними та нанотехнологіями вона є важливою складовою нового постіндустріального технологічного укладу.

Наявність невичерпної ресурсної бази та екологічна чистота

нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії (НВДЕ) НВДЕ є визначальними їх перевагами в умовах вичерпання ресурсів органічного палива та зростаючих темпів забруднення довкілля. Окрім того, їх не потрібно видобувати, купувати і транспортувати, позаяк вони є результатом дії сонячного випромінювання на фізичні, хімічні та біологічні процеси, що повсюдно відбуваються на Земній кулі, а з цього випливає їх практична невичерпність та поновлюваність.

До поновлюваних джерел енергії відносять енергію сонячного випромінювання, вітру, річкових потоків, морських хвиль, енергію, акумульовану в довкіллі та біомасі. Сюди ж належить також енергія припливів та тепло глибинних шарів Землі - геотермальна енергія.

З іншого боку, проблеми ефективності використання традиційних джерел енергії в Україні стоять ще гостріше, ніж у світі чи країнах ЄС. Причинами цього є застарілі технології, вичерпання ресурсу використання основних фондів генерації електроенергії і тепла, що разом з низькою ефективністю призводить до значних обсягів шкідливих викидів. Значні втрати при транспортуванні, розподілі та застосуванні електроенергії і тепла, а також монопольна залежність від імпорту енергоносіїв ще більш ускладнюють ситуацію на енергетичних ринках країни.

Використання нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії (НВДЕ) світова спільнота розглядає як один із найбільш перспективних шляхів вирішення зростаючих проблем енергозабезпечення.

Середньорічний приріст світової вітроенергетики становить в середньому 26-27% і є найвищим у порівнянні з іншими джерелами енергії.

Мета дослідження. Зважаючи на те, що вітроенергетика визначена у світі найбільш перспективною галуззю альтернативної енергетики, а Україна входить до числа країн, що мають значний вітровий та науково-виробничий потенціал і при цьому гостро потребує власних енергоресурсів, існує потреба в науковому аналізі та визначенні перспектив у розробці та впровадженні інноваційно-інвестиційних проєктів розвитку для створення цілісної вітроенергетичної галузі України орієнтованої на малий та середній бізнес АПК.

Викладення основного матеріалу дослідження. За даними Міжгалузевого науково-технічного центру вітроенергетики Національної академії наук України, територія нашої країни має значні ресурси вітрової енергії, які оцінюються у 30 ТВт на годину за рік.

На території України придатними для будівництва ВЕС вважаються площі до 7 тис. км², це - карпатський, приазовський, донецький, західнокримський, гірнокримський, керченський регіони, Харківська й Полтавської області. За розрахунками науковців, при максимальному використанні сили вітру в цих регіонах можна було б одержувати електроенергію в обсягах, які б надавали можливість забезпечити до 50% загального енергоспоживання країни.

Таблиця 2. Вітропарки України станом на 31.12.2014 (без АР Крим)

Название ветропарка	Область Украины	Уст. мощность, 31.12. 2013, МВт	Введено в 2014 г, МВт	Уст. мощность 31.12.2014, МВт	Выработано эл/эн в 2014 г, МВт·ч	Модель ветротурбины
УК «Ветряные парки Украины»						
Ветряной парк Новоазовский	Донецкая область	57,5	0	57,5		23 x 2,5 MW Fuhrlander FL2500-100
Ветряной парк Очаковский (Дмитровская ВЭС – 25 МВт, Тузловская ВЭС – 12,5 МВт)		37,5	10,0	37,5		15 x 2,5 MW Fuhrlander FL2500-100
Ветряной парк Краснодарский	Луганская область	25,0	0	25,0		10 x 2,5 MW Fuhrlander FL2500-100
Ветряной парк Лутугинский	Луганская область	0	25,0	25,0		10 x 2,5 MW Fuhrlander FL2500-100
Ветроэнерго-пром	Донецкая область	30.53	0	30,53		204 x 0,1075 MW USW56-100 6 x 0,6 MW Turbowinds T600-48 2 x 2,5 MW Fuhrlander FL2500-100
ВиндКрафт Украина						
Новороссийская ВЭС	Херсонская область	9,225	0	9,225		3 x 3,075 MW VESTAS V112
ВЭС Ставки	Херсонская область	0	9,225	9,225		3 x 3,075 MW VESTAS V112
Береговая ВЭС	Херсонская область	0	12,3	12,3		4 x 3,075 MW VESTAS V112
Сивашэнергопром						
Сивашская ВЭС	Херсонская область	2,92	0	2,92		16 x 0,1075 MW USW56-100 1 x 0,6 MW Turbowinds T600-48
Винд Пауэр (ДТЭК)						
Ботиевская ВЭС		119,925	79,95	199,875		65x 3,075 MW VESTAS V112
ООО «Легена»						
Борисполь		0,45	0	0,45		1x 0,45 MW Bonus 450/37
Всего:		283,05	126, 3	409,525	1 123 739,1	

Перша в Західній Україні вітростанція «Старий Самбір 1» почала постачати електроенергію до національної електричної мережі. Офіційне відкриття ВЕС відбулося 19 лютого 2015 року.

Вартість проекту «Старий Самбір 1» складає 20,5 млн євро [6]. Щорічно ВЕС постачатиме до електромережі ОЕС України біля 18,68 млн кВт·год екологічно чистої електроенергії. Цього об'єму досить для забезпечення

третини споживання електроенергії в Старосамбірському районі. Для порівняння щорічне електроспоживання району становить близько 50 млн кВт·год.

Перша черга ВЕС «Старий Самбір 1» складається з двох вітротурбін V-112 виробництва датської компанії VESTAS - світового лідеру з виробництва вітротурбін. Номінальна потужність вітротурбін становить 3,3 МВт, висота щогли - 119 м, довжина лопоті – 56 м, розрахунковий термін служби ВЕС – 20 років. Проект реалізований спільно з Європейським банком реконструкції та розвитку (ЄБРР) та Фондом чистих технологій Світового банку в рамках програми USELF. Реалізація проекту здійснена з чітким виконанням вимог Європейського Союзу і ЄБРР відносно впливу на навколишнє середовище.

В Україні сьогодні набирає обертів використання вітряків малої потужності, які встановлюються домогосподарствами для власних потреб. Невеликі вітроенергетичні установки (від 200 Вт до 20 кВт) привабливі тим, що їх можна достатньо швидко встановити та вони оптимально підходять там, де немає інших джерел енергії, або коли підключення до існуючих мереж занадто дороге. І що важливо - вітроустановки потужністю до 20 кВт не вимагають ніяких дозвільних документів та ліцензій на застосування. Електроенергія, що потрібна для живлення середнього будинку, становить 35 кВт на добу, вітряна установка подібної потужності коштує від 30 тис. гривень залежно від виробника та комплектації.

Автономна вітрогенераторна установка - оптимальне рішення для енергозабезпечення віддалених об'єктів від традиційної мережі. За умови повної відсутності електромережі є найбільш виправданим джерелом (порівняно з бензо- і дизель-генераторами), не вимагає постійного контролю та обслуговування. Знаходить широке застосування для енергозабезпечення приватних будинків, баз відпочинку, пансіонатів в гористій і степовій місцевості, індивідуальних споживачів (фермерів, садівників, дачників, мисливців, рибалок), а також навігаційних, метеорологічних та інших постів безперебійним живленням в польових умовах.

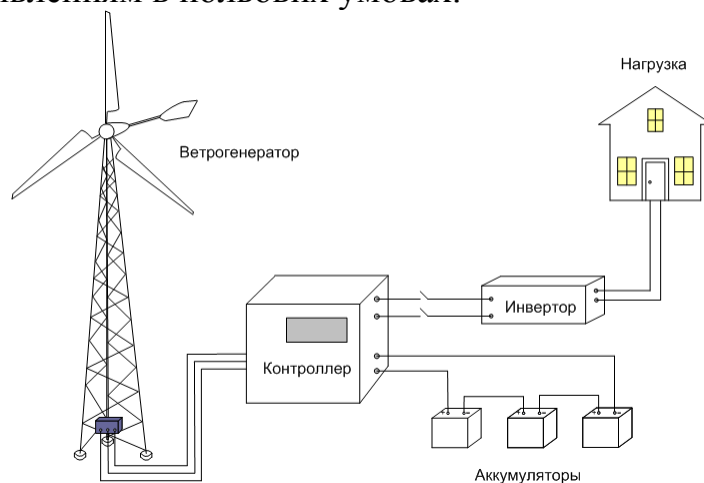


Рис 2. Автономна вітроустановка

Якщо, наприклад, взяти вітрогенератор з номінальною потужністю 1000 Вт, то разом з комплектуючими (інвертор, мачта, акумуляторні батареї) це буде коштувати від 3.4 до 5.05 у.о.[7]

Таблиця 3. Рекомендована комплектація ВЕУ [7]

Ціна	у.о.
Вітрогенератор 1 кВт	926
Інвертор 2 кВт	730
Мачта-ферма вітрогенератора 15 м	2 000
АКБ 12В 200 А*час - 4 шт.	1 660
Загальна вартість ВЕУ (вітро енергетичної установки)	5 316
Знижка на ВЕУ 5 %	266
Вартість ВЕУ зі знижкою	5 050

Таблиця 4. Мінімально можлива комплектація ВЕУ [7]

Ціна	у.о.
Вітрогенератор 1 кВт	926
Інвертор 1 кВт	367
Мачта вітрогенератора з розтяжками 6 м	436
АКБ 12 В 40 А*час - 4 шт.	1 620
Загальна вартість	3 349
Знижка на ВЕУ 5 %	168
Вартість зі знижкою	3 381

Підраховано, що за нинішнього рівня розвитку вітроенергетики спорудження у «вітряних» регіонах України вітрових електростанцій (ВЕС) дозволило б покрити ледве не третину потреби електроенергії, яку ми споживаємо. Із технічної точки зору вітрова електроенергетика на сьогодні вже впритул наблизилася до традиційної: на сучасних вітрових турбінах коефіцієнт використання встановленої потужності сягає 42%. Це майже стільки, як на турбінах поширених нині теплових електростанцій [7].

Завдяки новітнім технологіям вироблення вітрової енергії до 20% загального попиту має збільшити оптову вартість цієї енергії лише на 10% у зв'язку з мінливістю та непостійністю вітру. Вироблення енергії вітру також зможе дати додаткове максимальне допустиме навантаження, щоб відповідати збільшенням потреб системи, що прогнозуються. Ця частка може сягати до 40% установленної потужності, якщо вироблення енергії вітру під час високого навантаження також є високою, і не нижче 5% при більш високій пробивній здатності, і якщо місцеві вітрові характеристики знаходяться у негативному співвідношенні з характеристиками навантажень системи [7].

Термін окупності вітроенергетичної установки, залежно від місцевості,

забезпеченості комунікаціями, потужності установки тощо, досить значний близько 10 років. Питомі капітальні витрати для станцій малої потужності коливаються у межах \$800-1000 за 1 кВт встановленої потужності і зменшуються зі збільшенням потужності установки. Тож капітальні витрати на вітроенергетичну станцію потужністю 250 кВт (Данія) сягають \$40 тис. [7]

Важливим аспектом використання вітроустановок є вартість електроенергії (грн/кВт•год), яка може бути підрахована згідно [7] за виразом (1):

$$B = (K \cdot F) / (0,25 \cdot P \cdot T), \quad (1)$$

де K - капітальні витрати, грн (дол.);

F - фактор поновлення витрат, за гарантованого терміну дії установки 25 років $F = 0,125$;

P - потужність установки, кВт;

T - кількість годин роботи установки на рік, $T = 8760$ год.

Вітроустановки виробляють електроенергію практично без забруднення довкілля, але вплив на нього мають: відведення під будівництво значних територій та зміни ландшафту, шумові ефекти, радіоперешкоди.

Проблема зменшення шумів розв'язується шляхом розташування вітроустановок на значних відстанях (допустимих за рівнем шуму - 40-50 децибелів) від житла. Отже, відстань від вітроагрегату до житла має становити 150 м, вітростанції - 250 м.

В даний час також економічно доцільно отримання за допомогою вітрогенераторів не тільки електричної енергії промислової якості, а постійного або змінного струму (змінної частоти) з подальшим перетворенням його за допомогою ТЕНів в тепло, для обігріву житла і отримання гарячої води.

Споживання тепла не так вимогливо до якості і безперебійності без шкоди для споживачів.: температуру повітря в приміщенні можна підтримувати в широких діапазонах 19-25 °С, а в бойлерах гарячого водопостачання 40-97 °С.

Значною перевагою ВЕС над ТЕС і АЕС є те, що капітальні витрати практично не «омертвляються», оскільки вітроустановка починає виробляти електроенергію через 1-3 тижні після її завезення на місце встановлення.

Особливої заслугують напрацювання компанії Onipko Group спільно з Українською академією наук, яка представляла зразки нових вітроенергетичних і сонячних систем на VII міжнародній спеціалізованій виставці «Енергоефективність. Відновлювана енергетика-2014»[8].

Особливістю розроблених вітрогенераторів є здатність ефективно працювати в широкому діапазоні швидкостей вітру 0,3-20 м/с, пристосованості до різкої зміни швидкості і напрямку вітрового потоку, низький рівень шуму, високий коефіцієнт перетворення енергії вітру, широкий діапазон потужностей від 50 до 10 000 Вт, не вимагає високої щогли, робоча поверхня турбіни нового типу істотно перевершує ефективну площу класичної лопатевої турбіни аналогічного діаметру. На відміну від звичайних вітрових турбін, які використовують ефект підйомної сили крила, додатково використовується енергія тиску вітру. ВЕС нового типу не створює шуми і може встановлюватися поруч з місцем знаходження або проживання людини.

Для розвитку вітроенергетики урядами різних держав прийнято відповідні законодавчі акти для зниження податку для тих, хто використовує вітроустановки. Наприклад, у Данії 75% вітроустановок є приватною або кооперативною власністю, власники установок звільняються від податку. В США власники вітроустановок отримують державний кредит від 0,5 до 1,5 цента за 1 кВт•год електроенергії, що продається. Цей кредит входить до податку, страхування або платні за землю. Для популяризації вітроустановок в Англії розроблено маршрути їх огляду для школярів під час літніх канікул.

Висновки та перспективи подальших досліджень.

На основі проведених досліджень встановлено нагальну необхідність приділяти більше уваги вітроустановкам малої потужності. В Україні сьогодні близько 30 тис. населених пунктів у сільській місцевості. Якби в кожному з них побудувати лише по одному вітроагрегату потужністю всього 1 кВт, то отримали б встановлену потужність 30 МВт.

Найбільш доцільним є необхідність розвивати на Україні некомерційну, в першу чергу, «сільську», «фермерську», «для двору», малу та середню енергосистему. Такі системи дозволяють децентралізувати енергопостачання та диверсифікувати джерела енергії, а в подальшому вирішити питання енергонезалежності населення України.

Потенційна економічно доцільна встановлена потужність вітроенергетики в Україні досягає 15 ГВт. Однак для будівництва вітроелектростанцій такої потужності необхідно понад 200 млрд. гривень інвестицій.

На основі досвіду більшості європейських країн з впровадження вітроелектростанцій в Україні може бути збільшено виробництво електроенергії шляхом використання більш потужних вітрогенераторів та введення в експлуатацію нових потужностей до 2400 ГВт/г у 2015 році (загальною потужністю 1000 МВт) та до 5900 ГВт/г у 2020 році (загальною потужністю 2280 МВт).

Список використаних джерел

1. За даними сайту [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://saee.gov.ua/>
2. а даними сайту [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.2000.ua/modules/pages/pictures/1000x1000/573_1419502439_V3-graf.jpg/.
3. Ірина Петренко, В Краматорську до лютого налагодять виробництво 3 МВт вітротурбіни // "Українська енергетика" [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://ua-energy.org/post/35189>
4. Wind in power: 2012 european statistics Європейська асоціація вітроелектрогенерації [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.ewea.org/fileadmin/files/library/publications/statistics/Wind_in_power_annual_statistics_2012.pdf
5. 2014: НОВІ РЕКОРДИ СВІТОВОЇ ВІТРОЕНЕРГЕТИКИ [Електронний

- ресурс]. – Режим доступа: http://www.uwea.com.ua/news.php?news_id=223
6. КАРПАТСКИЙ ВЕТЕР ЛУЧШЕ РОССИЙСКОГО ГАЗА [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.uwea.com.ua/news.php?news_id=224
7. Юрій Носенко, Вітроенергетика – практичні аспекти і перспективи // Агробізнес сьогодні, №1-2(224-225) січень 2012 [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.agro-business.com.ua/2010-07-05-08-44-18/834-2012-01-24-11-49-52.html>
8. [Электронный ресурс] .– Режим доступа (див. <http://onipko.com/>)

Аннотация

ВНЕДРЕНИЕ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ПОТЕНЦИАЛА УКРАИНЫ ДЛЯ СРЕДНЕГО И МАЛОГО БИЗНЕСА АПК

Чумаченко С.М., Песня Л.А., Черепньов И.А

Проанализировано современное состояние ветровой энергетики на Украине и ее вклад в мировой тенденции развития данной отрасли. Учтены возможности и наработки научно-промышленного потенциала, приведены примеры внедрения ветроэнергетических систем в малом и среднем бизнесе агропромышленного комплекса других стран, указано перспективные направления реализации в реалиях Украины.

Abstract

WIND POWER POTENTIAL PROMOTION IN SMALL AND MEDIUM BUSINESS OF AGRICULTURAL COMPLEXES

S. Chumachenko, L. Pisnya, I. Cherepn'ov

The current state of the Ukrainian wind power and its contribution to global trends of its development are analysed. Scientific and industrial potential and achievements are taken into consideration. Examples of windpower systems promotion in small and medium business of foreign agricultural complexes are given. Perspective directions of their realization in Ukraine realities are indicated.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТА БЕЗВІДМОВНОСТІ ПІДСИСТЕМ МОЛОТКОВИХ ДРОБАРОК В ПРОЦЕСІ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Болтянський О.В., к.т.н., доцент, Болтянська Н.І., к.т.н., доцент
Таврійський державний агротехнологічний університет

У статті розглянуто дослідження довговічності та безвідмовності підсистем молоткових дробарок в процесі їх експлуатації. Ключові слова - довговічність, безвідмовність, експлуатація, подрібнювач концентрованих кормів, відмова, ймовірність безвідмовної роботи.

Постановка проблеми. Технології і обладнання підприємств сільськогосподарського машинобудування України морально застаріли, а їх фізичне зношення обладнання досягає 40...90% [1]. Виробничі потужності розраховані на великі обсяги виробництва, а попит на ринку суттєво зменшився [2]. Застарілі технології і обладнання та низька якість конструкційних матеріалів, що застосовуються, не дозволяють виготовляти конкурентоздатні сільськогосподарські машини [3]. Отже, рівень безвідмовності таких машин повинен бути достатньо високим на всіх стадіях використання, але усунення відмов і пов'язані з цим простоїносять значні матеріальні збитки підприємствам [4].

Подрібнення зерна - одна з найважливіших операцій в кормоприготуванні. Для подрібнення існує багато конструкцій кормодробарок, найпоширенішими серед яких є молоткові. На сьогодні парк цих машин, що знаходяться в експлуатації складає біля 20 тисяч штук. Суттєвим недоліком кормодробарок є недостатня їх надійність, яка обумовлена, насамперед, низькою безвідмовністю механізмів, різницею в наробітках на відмови окремих вузлів і деталей.

Проблема забезпечення необхідної надійності пов'язана з особливостями і складністю конструкцій дробарок, а також умовами їх експлуатації: високими швидкостями подрібнення зерна, наявністю вібрації, впливом абразивного середовища, тощо.

Аналіз останніх досліджень. Значний вклад в питання вивчення надійності та підвищення довговічності основних робочих органів дробарок, шляхом удосконалення конструкцій машин, їх вузлів і деталей внесли такі видатні вчені, як Фабрикант М.Б., Мельников С.В., Ялпачик Г.С., Золотарьов С.В., Бойко А.І., Пилипенко О.М., Сідашенко О.І., Новицький А.В. та інші [5-8].

В результаті проведених досліджень закладені основи забезпечення надійності машин, але багато важливих питань ще не отримали свого остаточного вирішення. В науковій літературі практично відсутні публікації по

дослідженню надійності кормодробарок. Недостатньо висвітлена методологія оцінки надійності дробарок в реальних умовах експлуатації.

Тенденція розвитку техніки показує, що вирішення питань надійності не можливе без системного, комплексного підходу. До сьогодні, знаходяться в стадії розробки розрахункові методи визначення основних показників надійності кормодробарок, дослідження фізики відмов, їх характеру і розподілу. Постає необхідність у проведенні дослідження динаміки спрацювання деталей, що лімітують надійність.

Зростання навантаження на кормодробарки за кількістю переробленого матеріалу поставило питання про підвищення їх довговічності та технологічної надійності. У першу чергу це робочі органи дробарок - молотки та деки.

У процесі експлуатації дробарок інтенсивно спрацьовуються: ротор із молотками, підшипники, сита і деки, шнеки. Досвід експлуатації дробарок свідчить, що найбільше нарікань буває на подрібнювальний ротор із молотками, які спрацьовуються швидше, ніж інші деталі. Встановлено, що основними дефектами вала ротора є спрацювання посадочних місць під підшипники і напівмуфту, а також спрацювання шпоночної канавки.

Формулювання цілей статті. Дослідити довговічність та безвідмовність кормодробарок в процесі їх експлуатації. Визначити найменш надійну підсистему кормодробарок та розподілення відмов по підсистемах молоткових дробарок.

Основна частина. З позиції надійності, спрощена загальна структурна схеми кормодробарки може бути представлена у вигляді послідовно з'єднаних наступних типових складових підсистем: завантажувального шнека, зернового бункера, подрібнювальної камери, роздільної камери, шнека роздільної камери, вивантажувального шнека. Таке представлення правомірне, виходячи з того, що відмова будь-якої з підсистем, призводить до відмови машини в цілому.

У процесі експлуатації, кормодробарка може знаходитись в різних станах, обумовлених можливістю її роботи або необхідністю технічного обслуговування та ремонту. З точки зору надійності, найбільший інтерес представляє перехід машини із роботоздатного стану в нероботоздатний і навпаки. Час знаходження об'єкта дослідження в роботоздатному стані і час відновлення після відмови носять випадковий характер [9].

Для оцінки надійності кормодробарок прийняті одиничні показники довговічності, безвідмовності, ремонтпридатності та комплексний показник - коефіцієнт готовності.

Найбільш суттєвими для кормодробарок є показники безвідмовності, оскільки під час приготування кормів необхідно забезпечити роботоздатність машини на протязі певного інтервалу часу без перебоїв у годівлі тварин. Практика свідчить, що тільки через порушення режиму годівлі та поїння відзначається зниження продуктивності дійних корів приблизно на 15%.

Крім цього, важливо мати характеристики ремонтпридатності, так як роботи по підтриманню роботоздатного стану машини бажано проводити в стислі строки, в періоди між змінами по приготуванню кормів. Ймовірність безвідмовної роботи кормодробарки визначається шляхом дослідження

переходів в різні можливі стани.

На основі рівнянь Колмогорова, ймовірності переходів підсистем дробарки і її, як складної системи в цілому, у різні стани можна записати у вигляді системи диференціальних рівнянь [9]:

$$\begin{cases} \frac{dP_0(t)}{dt} = -aP_0(t) + \mu_i P_i(t); \\ \frac{dP_i(t)}{dt} = \omega_i P_0(t) - (\mu_i + a_i) P_i(t), \end{cases} \quad (1)$$

де P_0 – ймовірність безвідмовної роботи кормодробарки;

P_i – ймовірність відмови, будь якої з і-їх підсистем;

ω_i – параметр потоку відмов і-ої підсистеми;

μ_i – параметр потоку відновлень і-ої підсистеми;

a_i – параметр перетворень потоків відмов і-ої підсистеми.

Практичний інтерес для аналізу роботоздатності дробарки з позиції надійності в період тривалої експлуатації після припрацювання до списання,

представляє сталий, стаціонарний режим, для якого $\frac{dP_i}{dt} = 0$. Тоді система диференціальних рівнянь (1) переходить в алгебраїчну, вирішення якої відносно невідомих, після відповідних математичних перетворень дає:

$$\begin{cases} P_0 = \left(1 + \sum_{i=1}^n \frac{\omega_i}{\mu_i + a_i} \right)^{-1}; \\ P_i = P_0 \cdot \frac{\omega_i}{\mu_i + a_i}, \end{cases} \quad (2)$$

де n – кількість підсистем дробарки.

Аналіз першого рівняння системи (2) показує, що ймовірність безвідмовної роботи дробарки, як цілої системи може тільки асимптотично спрямуватись до максимального свого граничного значення і завжди менше його, оскільки до одиниці додаються ще складові обумовлені конкретними величинами параметрів потоків відмов і відновлень.

З другого рівняння (2) видно, що на ймовірність відмови будь якої з підсистем впливає тільки другий множник, який і враховує особливості їх ймовірнісних характеристик пов'язаних з розподілом відмов і відновлень.

Оскільки отримане значення ймовірності безвідмовної роботи кормодробарки P_0 характерне для моменту часу значно віддаленого від початку експлуатації, а до складу рівнянь входять параметри відмов і відновлень механізмів, то ця ймовірність дорівнює коефіцієнту готовності K_g , тобто

$$P_0 = K_g. \quad (3)$$

Найменш надійна підсистема дробарок на які першочергово цілеспрямовуються дії по підвищенню довговічності та безвідмовності - подрібнювальна камера, для якої можна виділити п'ять основних елементів, які лімітують її ресурс: молотки, деки, решета, підшипники вала подрібнювального ротора та привідні паси. Відмови цих елементів визначають стан підсистеми, в якому вона може перебувати [3].

Відмови по підсистемах молоткових дробарок розподіляються

нерівномірно. Найбільша їх кількість припадає на подрібнювальну камеру – 33,6%, завантажувальний шнек – 21,9% та зерновий бункер – 18,5% (рисунок 1). По групах складності відмови формуються наступним чином: 1 група складності – 13,7% відмов, 2 група складності – 84,2% і 3 група складності – 2,1% відмов від загальної їх кількості.

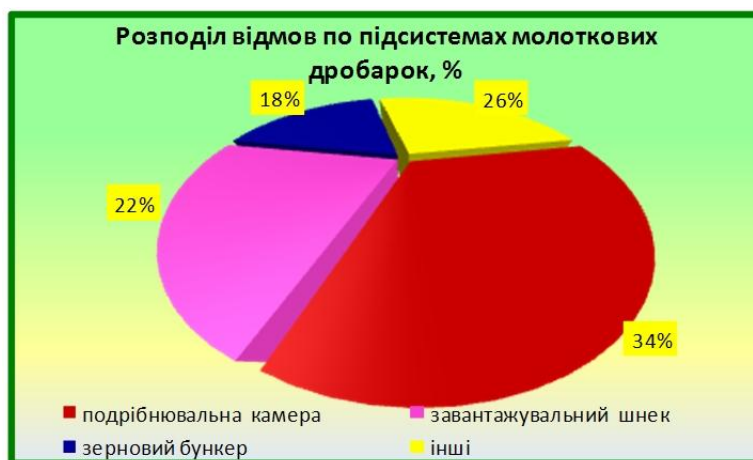


Рис. 1 - Розподіл відмов по підсистемах молоткових дробарок, %

Важливим для забезпечення надійності кормодробарки є вивчення впливу окремих видів пошкоджень з визначенням ймовірності їх появи.

Надійність дробарок і їх підсистем залежить від параметрів потоків відмов $\omega_i(t)$ і відновлень $\mu_i(t)$, вплив яких встановлено на основі моделювання станів і процесів переходів структурних одиниць в різні стани. Основний вплив на пошкодження деталей і формування їх відмов чинить процес спрацювання, обумовлений контактною взаємодією робочих органів із зерною масою.

Висновки. Значної уваги набули роботи з підвищення довговічності робочих органів і дробарок в цілому конструкторсько-технологічними методами. Такий напрямок в поєднанні з застосуванням деталей підвищеної довговічності дозволяє значно підняти наробіток дробарок та зменшити загальні витрати.

Важливим для забезпечення надійності кормодробарки є вивчення впливу окремих видів пошкоджень з визначенням ймовірності їх появи. Надійність дробарок і їх підсистем залежить від параметрів потоків відмов $\omega_i(t)$ і відновлень $\mu_i(t)$, вплив яких встановлено на основі моделювання станів і процесів переходів структурних одиниць в різні стани. Основний вплив на пошкодження деталей і формування їх відмов чинить процес спрацювання, обумовлений контактною взаємодією робочих органів із зерною масою.

Перспективним напрямком подальших досліджень в галузі підвищення надійності кормоподрібнювальної техніки слід вважати комплексний структурний аналіз надійності машин на основі системного підходу до їх конструктивних рішень.

Список використаних джерел

1. *Пастухов В.І.* Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт / Автореф. дис... д-ра техн. наук, 05.05.11. – Харків: ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 2006. – 38 с.
2. *Басін В.С.* Надійність як умова подальшого розвитку // *Техніка АПК.* – 2007. – №10. – С. 14–15.
3. *Гарькавий А.Д.* Конкурентоспроможність технологій і машин / *А.Д. Гарькавий, В.Ф. Петриченко, А.В. Спірін.* – Вінниця: Тірас, 2006. – 73 с.
4. *Басін В.С.* Надійність та конкурентоспроможність // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.* – Х., 2007. – Вип.51. – С. 16–21.
5. *Іванов В.І.* Теоретичні положення забезпечення надійності машин підвищенням кореляції між їх елементами (селекція елементів в машині) // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка / В.І. Іванов, В.А.Бантковський, Д.О. Козій.* – Х., 2007. – Вип.67. – Т.1. – С. 145–150.
6. *Бойко А.І., Новицький А.В.* Підвищення надійності кормодробарок та подрібнювачів // *Механізація сільськогосподарського виробництва.* – К.: НАУ. – 1997. – Т. III. – с. 6-8.
7. *Новицький А.В.* Метод оцінки роботоздатності кормоподрібнюючих машин // *Механізація сільськогосподарського виробництва.* – К.: НАУ. – 1998. – Т. IV. – с. 63-68.
8. *Новицький А.В.* Підвищення безвідмовності кормодробарок конструкторсько-технологічними методами на основі структурного аналізу їх надійності. Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ НАУ. - Київ, 2001.
9. *Сухарев Е.О.* Експлуатаційна надійність машин/ *Е.О. Сухарев.* – Рівне: НУВГП, 2006.–190 с.

Аннотація

ИССЛЕДОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И БЕЗОТКАЗНОСТИ ПОДСИСТЕМ МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛОК В ПРОЦЕССЕ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Болтянский О.В., Болтянская Н.И.

В статье рассмотрено исследование долговечности и безотказности подсистем молотковых дробилок в процессе их эксплуатации.

Abstract

RESEARCH DURABILITY AND RELIABILITY HAMMER CRUSHERS SUBSYSTEMS IN THEIR OPERATION

O. Boltyanskiy, N. Boltyanskaya

The article deals with the study of durability and reliability subsystems hammer crushers during their operation.

ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТ ЕНЕРГІЇ НА НАГРІВАННЯ ВОДИ ПРИ ДОЇННІ КОРІВ

Болтянський Б.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Стаття присвячена проблемі зниження енерговитрат на нагрівання води при доїнні корів за рахунок застосування плавнорегульованих електродних водонагрівачів з об'ємним екраном.

Ключові слова – енергозбереження, плавнорегульований електродний водонагрівач, діапазон регулювання, міжелектродний простір, економічна доцільність.

Постановка проблеми. Вимога до точності підтримки заданої температури води в корівнику має важливе технологічне значення. Якщо задані нормативи не виконуються, то виникає технологічний збиток або перевитрата електроенергії. При використанні нерегульованих водонагрівачів отримання води із заданою температурою відбувається за рахунок накопичення перегрітої води і подальшого її розведення. Ці процеси супроводжуються значною перевитратою енергії. Щоб усунути недоліки необхідно розробити електроводонагрівач з плавним регулюванням температури, що дозволить скоротити споживання енергії. Виникла важлива науково-технічна задача – розробити енергозберігаючий плавнорегульований електродний водонагрівач, який би мав забезпечити отримання води з температурою від 40 до 90⁰С.

Прогресивним напрямом вирішення цього завдання може бути використання електродних водонагрівачів, в яких в робочому міжелектродному просторі рухомий плоский діелектричний екран замінюється об'ємним з еластичного діелектрика, розміри якого змінюються при зміні тиску повітря в ньому [1].

Аналіз останніх досліджень. Проблемою регулювання температури в електродних водонагрівачах, підвищення їх надійності в сільському господарстві займалися А.М. Басов, Л.А. Баранов, В.І. Барков, Г.Ф. Бахарев, В.А. Карасенко, І.Ф. Кудрявцев, В.Г. Петько, В.Н. Расстригин, П.А. Рубцов та інші вчені. Ґрунтовні дослідження з цього питання також проводились Шишиною Н.Г. (Саратовський державний аграрний університет ім. Н.І. Вавилова) [2].

В даний час відома велика кількість способів регулювання споживаної потужності і температури електродних водонагрівачів. Діапазон регулювання потужності електродних водонагрівачів становить від 25 до 100% – це не

забезпечує стабільності температури і необхідний її діапазон регулювання. Крім того, всі відомі способи регулювання мають нелінійні характеристики зміни температури і споживаної потужності, а також повністю не використовується можливий діапазон регулювання [3].

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є зниження енерговитрат на нагрівання води при доїнні корів за рахунок застосування плавнорегульованих електродних водонагрівачів з об'ємним екраном, а також проведення теоретичного обґрунтування параметрів та режимів регулювання даного водонагрівача.

Основна частина. Розроблені конструктивна (рис. 1) і розрахункова схеми (рис. 2) електродного водонагрівача з об'ємним екраном (ЕВН ОЕ).

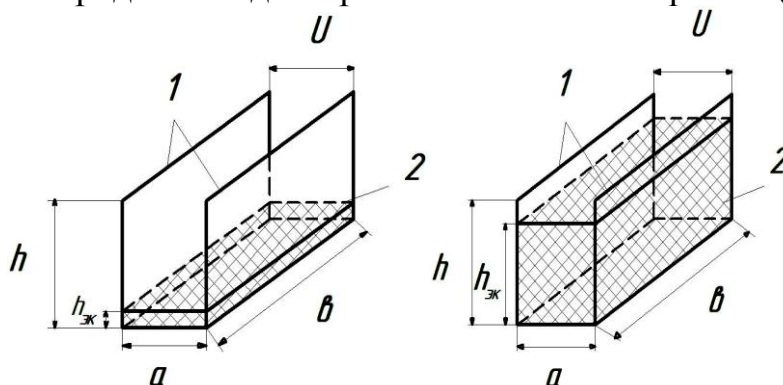


Рис. 1. Конструктивна схема електродного водонагрівача: а) з найменшим об'ємом екрану; б) з найбільшим об'ємом екрану: 1 - електроди; 2 - об'ємний екран; $h_{\text{эк}}$ - висота об'ємного екрана, м; U - напруга мережі, В; h - висота електродів, м; b - ширина електродів, м; a - міжелектродна відстань, м.

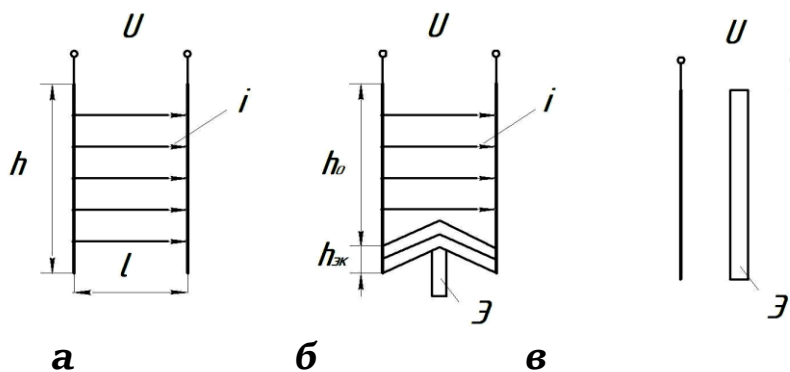


Рис. 2. Розрахункова схема ЕВН ОЕ: а) об'ємний екран відсутній ($h_{\text{эк}} = 0$; $P = P_{\text{max}}$); б) об'ємний екран перекриває частину електродів ($h_{\text{эк}} > 0$; $P_{\text{max}} > P > P_{\text{min}}$); в) об'ємний екран перекриває електроди повністю ($h_{\text{эк}} = h$; $P = P_{\text{min}}$): h - висота електродів, м; $h_{\text{эк}}$ - висота об'ємного екрана, м; U - напруга мережі, В; h_0 - висота без об'ємного екрана, м; l - довжина ліній струму, м; Э - об'ємний екран.

Було виділено два граничних режиму роботи ЕВН ОЕ: найменшою потужності P_{min} , коли об'ємний екран перекриває лінії струму і найбільшої потужності P_{max} , коли об'ємний екран видалений з міжелектродного простору

ЕВН ОЕ. У проміжному положенні об'ємного екрана потужність перебуватиме в межах від P_{\max} до P_{\min} , а діапазон регулювання:

$$d = \frac{P_{\max}}{P_{\min}}. \quad (1)$$

В сучасних ЕВН діапазон регулювання $d \approx 2,0$ о.е. Це значення не задовольняє вимогам сільськогосподарського виробництва, оскільки діапазон необхідної температури становить $20-90^{\circ}\text{C}$. Виникла важливе завдання визначення способів збільшення діапазону регулювання електродних водонагрівачів [1].

З робочого процесу ЕВН ОЕ видно, що розташування об'ємного екрана змінює опір води в активній і зовнішній зонах за рахунок зміни довжини ліній струму і площі, через яку вони замикаються.

Для ізольованих із зовнішнього боку електродів в ідеальному випадку основні рівняння мають вигляд:

$$R_n = \rho \frac{\ell_n}{S_n}; P_{\max} = \frac{U^2}{R_{\min}}; P_n = \frac{U^2}{R_n}; P_{\min} = \frac{U^2}{R_{\max}}; d \rightarrow \infty, \quad (2)$$

де P_n – номінальна потужність, кВт;

d – діапазон регулювання, о.е.;

ρ – питомий опір води, Ом·м;

ℓ_n – довжина ліній струму між електродами, м;

S_n – площа електродів, м²;

U – напруга, В;

R_n – опір води, Ом.

Для неізольованих електродів завжди зберігаються шляхи ліній струму в активній і зовнішній зонах, що знизить опір ЕВН. Тоді $d \neq \infty$. Виділено три режиму зміни потужності. Щоб вивести рівняння регулювальної характеристики приймемо такі припущення: електроди мають односторонню провідність, тобто зовнішні поверхні ізольовані; електроди розміщені на ізолюючій підставці; провідність води не залежить від її температури; лінії струму протікають по ідеалізованим шляхам.

а) *Потужність в першому режимі*, коли об'ємний екран відсутній ($h_e = 0$; $P = P_{\max}$) (рис. 2а):

$$P_{\max} = U^2 \cdot \frac{v \cdot \kappa_{\text{эк}}}{\rho \cdot a}, \quad (3)$$

де v – ширина електроду, м; $\kappa_{\text{эк}}$ – коефіцієнт пропорційності між висотою об'ємного екрану й тиском у ньому, який враховує розширення еластичного матеріалу (силіконової гуми), о.е.;

U – напруга мережі, В;

a – міжелектродна відстань, м.

б) Потужність ЕВН в проміжному режимі, коли об'ємний екран перекриває частину електродів ($h_{\text{э}} > 0$; $P_{\text{max}} > P > P_{\text{min}}$) (рис. 2б):

$$P_i = U^2 \cdot \frac{\nu \cdot (h - h_{\text{эК}})}{\rho \cdot a}, \quad (4)$$

де h – висота електродів, м;

$h_{\text{эК}}$ – висота об'ємного екрана, м.

в) Потужність в третьому режимі, коли об'ємний екран перекриває електроди повністю ($h_{\text{эК}} = h$; $P = P_{\text{min}}$) (рис. 2в):

$$P_{\text{min}} = U^2 \frac{\nu \cdot (h - h_{\text{эК}})}{\rho \cdot a} = 0. \quad (5)$$

У розглянутому варіанті об'ємного екрана, коли він виконаний у вигляді пустотілого еластичного паралелепіпеду, що копіює міжелектродний простір, змінним фактором служить тиск в ньому. Цей фактор можна функціонально пов'язати з висотою $h_{\text{эК}}$ об'ємного екрана і шириною електродів ν при фіксованій a міжелектродній відстані:

$$h_{\text{эКi}} = h \cdot p_i \cdot \kappa_{\text{эК}}, \quad (6)$$

де p_i – тиск в об'ємному екрані, Па.

Зі зміною тиску об'ємний екран змінює лише висоту, так як ширина обмежена міжелектродною відстанню, а довжина обмежена лінійним розміром об'ємного екрана. Ці вихідні дані дозволяють отримати рівняння регульовальної характеристики потужності ЕВН ОЕ:

$$P_i = U^2 \cdot \frac{\nu \cdot (h - (h \cdot p_i \cdot \kappa_{\text{эК}}))}{\rho \cdot a} = U^2 \cdot \frac{\nu \cdot h}{\rho \cdot a} \cdot (1 - p_i \cdot \kappa_{\text{эК}}) = P_{20} \cdot (1 - p_i \cdot \kappa_{\text{эК}}), \quad (7)$$

де P_{20} – потужність ЕВН ОЕ при 20°C, кВт.

Діапазон регульовальної характеристики залежить від параметрів об'ємного екрана і, в першу чергу, від його товщини. Для обліку товщини показана спрощена картина лінії струму в перерізі (рис. 3) в режимі P_{min} для різних товщин об'ємного екрана за умови, що електроди знизу мають ізолюючу підставку (знизу зона витоків ліній струму відсутня).

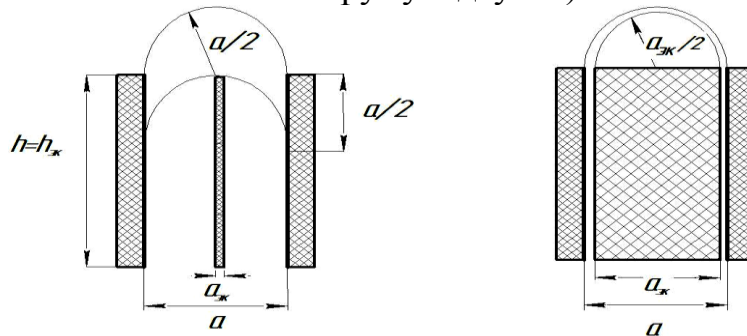


Рис. 3. Лінії струму витоку при різній товщині екрана: а) $a_{\text{эК}} \ll a$; б) $a_{\text{эК}} \approx a$.

З рисунку 3 видно, що картина верхніх зон витоків ліній струму залежить від товщини об'ємного екрана. Вони відрізняються довжиною лінії струму і площею перерізу зони.

Середня довжина лінії струму витoku з плоским екраном дорівнює довжині півкола з радіусом $r = \frac{a}{2}$:

$$\ell' = \frac{2\pi r}{2} = \frac{\pi a}{2}, \quad (8)$$

де a – міжелектродна відстань, м;
 r – радіус ліній струму витoku, м.

Площа зони ліній струму витoku з плоским екраном залежить від її радіуса і довжини електрода:

$$S' = r\ell' = \frac{a\ell}{2}. \quad (9)$$

Опір води з плоским екраном в зоні ліній струму витoku дорівнює, з урахуванням (8) і (9):

$$R' = \rho \frac{\ell'}{S'} = \rho \frac{\pi}{a}, \quad (10)$$

де ρ – питомий опір води, Ом·м;
 S' – площа зони ліній струму витoku, м².

Середня довжина ліній струму витoku, площа перерізу зони та її опір з об'ємним екраном відповідно дорівнюють:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ell'' = \frac{\pi \cdot a \cdot (1 + \kappa_{\text{ЭК}})}{4} \\ S'' = \frac{a \cdot \ell \cdot (1 - \kappa_{\text{ЭК}})}{2} \\ R'' = \rho \frac{\pi \cdot (1 + \kappa_{\text{ЭК}})}{a \cdot (1 - \kappa_{\text{ЭК}})} \end{array} \right. \quad (11)$$

Рівняння (11) дають загальну оцінку впливу товщини об'ємного екрана на регульовальні характеристики ЕВН. Враховуючи, що діапазон регулювання залежить від величини струмів витoku в режимі найменшої потужності (чим вони менше, тим ширше діапазон), можна однозначно визначити роль конструктивних параметрів. Для цього на рисунку 4 побудована залежність

$$\frac{R''}{R'} = f(a_{\text{ЭК}}).$$

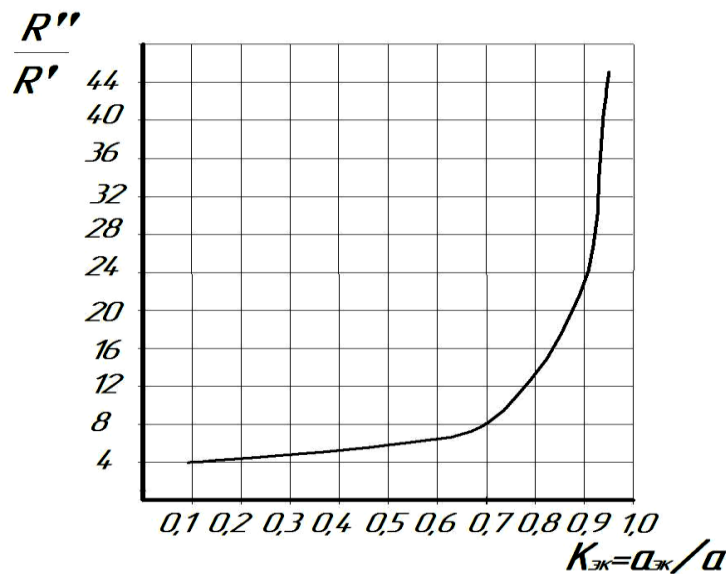


Рис. 4. Залежність опору зони витоків від товщини об'ємного екрана: R'' - опір зони ліній струму витоків з об'ємним екраном, Ом; R' - опір зони ліній струму витоків з плоским екраном, Ом.

Звідси видно, що починаючи з $a_{\text{эк}} \approx 0,8a$ досягається різке збільшення опору води в зоні ліній струму витоків, це є передумовою для досягнення $d \rightarrow \infty$, тобто $P_{\text{min}} \rightarrow 0$.

Таким чином, основним напрямком розширення діапазону регулювання служить застосування об'ємних екранів. За основу аналізу процесу нагріву води може бути прийнята теорія нагріву ідеального однорідного тіла, під яким розуміється тіло з рівномірним розсіюванням теплоти з усієї поверхні і рівномірним розподілом температури по об'єму.

Еластичний порожнистий об'ємний екран при відсутності тиску має найменший об'єм (найменшу висоту). В цьому режимі опір води між електродами найменший, а споживана потужність найбільша. При збільшенні тиску збільшується об'ємний екран і його висота, що збільшує робочий опір ЕВН і знижує споживану потужність. Нарешті, при повному розрахунковому тиску об'ємний екран стає найбільшим. Міжелектродний простір повністю перекривається об'ємним екраном і споживана потужність знижується до нуля.

Таким чином, теоретичні дослідження дозволили знайти кількісний опис процесу нагріву води в електродному водонагрівачі з об'ємним екраном, знайти параметри та режими його роботи.

Роботу ЕВН ОЕ пояснює його конструкція, яка показана на рисунку 5 [2].

В наливний бак 1 встановлена пара вертикальних нерухомих пластинчастих електродів 4, яка розділена міжелектродною відстанню і в вказану відстань поміщений діелектричний об'ємний екран 5. ЕВН ОЕ заповнюється водою через трубку подачі холодної води 8. При підключенні до електричної мережі електричний струм проходить крізь воду між електродами 4 і вода нагрівається. Об'ємний екран 5 через патрубок підведення (відведення) повітря 13 з'єднують з компресором (на рисунку 5 він не вказаний).

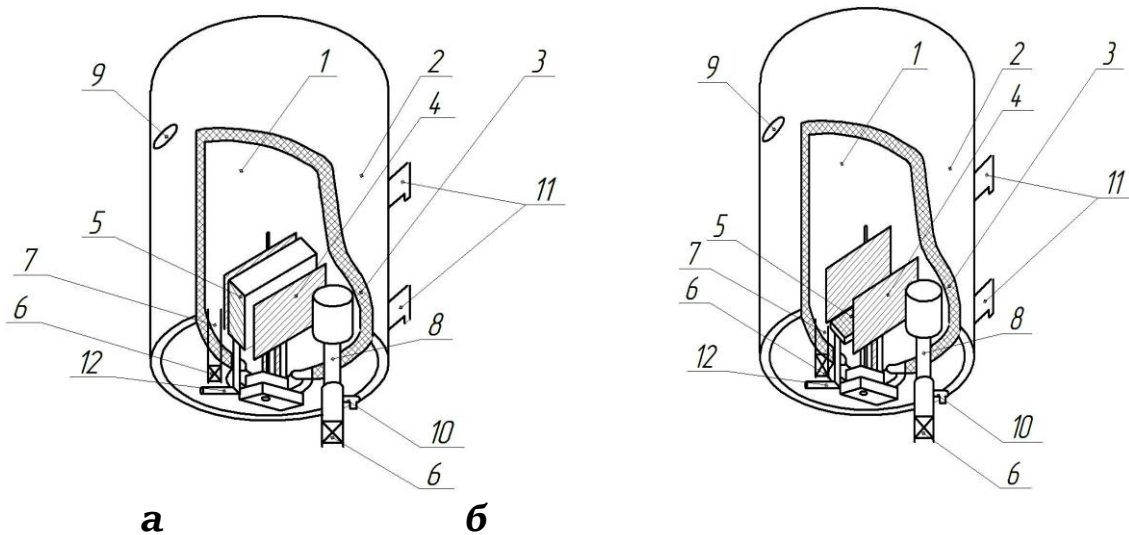


Рис. 5. Конструкція ЕВН ОЕ: а - об'ємний екран заповнений повітрям і перекриває площу електродів; б - об'ємний екран не заповнений повітрям: 1 - наливний бак; 2 - корпус; 3 - шар термоізоляції; 4 - пластинчасті електроди; 5 - діелектричний об'ємний екран; 6 - діелектрична вставка; 7 - трубка відбору гарячої води; 8 - трубка подачі холодний води; 9 - термометр; 10 - запобіжний клапан; 11 - кріплення; 12 - патрубок підведення (відведення) повітря.

Для того щоб зменшити температуру води, що нагрівається збільшують об'ємний екран за рахунок подачі повітря за допомогою компресора, що призводить до зменшення нагріву води та зменшення потужності нагрівача. Щоб збільшити температуру води, що нагрівається зменшують об'ємний екран за рахунок відводу повітря компресором, що призводить до збільшення нагріву води і збільшення потужності ЕВН ОЕ. Споживання гарячої води здійснюється через трубку відбору гарячої води 7.

Діелектричні вставки 6, які встановлені в трубці відбору гарячої води 7 і трубці подачі холодної води 8, призначені для захисту людей і тварин від ураження електричним струмом при використанні ЕВН ОЕ. Корпус 2 через шар термоізоляції 3 ізольований від наливного бака 1 для води.

На лицьовій стороні корпусу розташований термометр 9, а на зворотному боці кріплення 12 електродного водонагрівача до стінки.

Висновки. Серед різних способів регулювання в електродних водонагрівачах найбільш ефективним є зміна робочого опору води в міжелектродному просторі. Доведена перспективність нового способу регулювання за рахунок заміни плоских екранів на об'ємні.

Плавне регулювання електродного водонагрівача за допомогою об'ємного екрана розширює діапазон регулювання споживаної потужності в порівнянні з плоским екраном.

Геометричні розміри об'ємного екрана повинні на 10-15% перевищувати об'єм міжелектродного простору. Найбільший вплив на регулювання нагріву чинить об'ємний екран при його товщині більше 80% ширини міжелектродного простору.

Для нагрівання води в корівнику на 200 скотомісць пропонується встановлювати 3 апарата ЕВН ОЕ по 100 літрів кожний. Це дозволить усунути

наднормативну витрату електроенергії і знизити її споживання на 12-15%. Тобто, впровадження установки ЕВН ОЕ на нагрів води при доїнні корів економічно доцільно.

Список використаних джерел

1. *Каган Н.Б.* Электротермическое оборудование для сельскохозяйственного производства / Н.Б. Каган, В.Г. Кауфман, М.Г. Пронько, Г.Д. Яневский. – М: Энергия, 1980. – 192 с.
2. Электродный нагреватель текучих сред: Патент на полезную модель 78618 РФ: МКП Н 05 3/60./ Г.П. Ерошенко, Н.Г. Шишина (RU): заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Саратовский аграрный университет им. Н.И. Вавилова. - №2008126584/22; заявл. 30.06.2008; опубл. 27.11.2008, Бюл. №33.
3. Використання теплової енергії в тваринництві [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.uchni.com.ua>.

Аннотация

ПУТИ СНИЖЕНИЯ РАСХОДА ЭНЕРГИИ НА НАГРЕВ ВОДЫ ПРИ ДОЕНИИ КОРОВ

Болтянский Б.В.

Статья посвящена проблеме снижения энергозатрат на нагрев воды при доении коров за счет применения плавнорегулируемых электродных водонагревателей с объемным экраном.

Ключевые слова – энергосбережение, плавнорегулируемый электродный водонагреватель, диапазон регулирования, межэлектродное пространство, экономическая целесообразность.

Abstract

WAYS TO REDUCE ENERGY CONSUMPTION FOR WATER HEATING DURING MILKING COWS

Boltianskiy B.V.

The article deals with the problem of reducing energy consumption for water heating during milking cows through the use of continuously-variable electrode heaters with a volumetric screen.

Key words – energy saving, continuously-variable electrode water heater, setting range, the inter-electrode space, the economic feasibility.

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ПІДГОТОВКИ ЗАЛИШКІВ ПІСЛЯ АНАЕРОБНОГО БРОДІННЯ

Скляр О.Г., к.т.н., доцент, Скляр Р.В., к.т.н., доцент
Таврійський державний агротехнологічний університет

В роботі описується поточний стан технологій по відокремленню поживних речовин із залишків від бродіння. Наводиться можлива ступінь концентрації поживних речовин, витрати по технологіям та їх ефективність, а також оцінюються існуючі технології. Останні порівнюються з поточними витратами з використання залишків від бродіння і таким чином розглядається застосовність технологій на практиці.

Ключові слова – біогаз, метаногенеруючі бактерії, поживні речовини, зброджувана маса, анаеробний процес, гній, поточні витрати.

Постановка проблеми. Кількість і розмір біогазових установок у світі поступово збільшується. Має місце також інтенсифікація утримання тварин, яка застосовується і в регіонах з уже великою щільністю худоби. Це веде в деяких регіонах до великої кількості місцевих добрив, тому залишки від бродіння більше не доцільно використовувати на місцях в якості добрив. Ці добрива не тільки мають високий потенціал за поживними речовинами, вони ще можуть і перевантажити природний кругообіг речовин, якщо використовувати їх неправильно. Для ефективного використання цього потенціалу за поживними речовинами може знадобитися і стати доцільною концентрація поживних речовин, щоб отримати добриво, яке вигідно транспортувати в регіони без надлишків поживних речовин.

Аналіз останніх досліджень. Найпростіше використання залишків від бродіння - це їх внесення в якості добрив на сільськогосподарські поля без попередньої підготовки. У все більшій кількості регіонів таке використання поблизу від біогазової установки неможливо або можливо лише в обмеженій мірі. Висока орендна плата за відповідні площі або великі відстані для перевезення і, як наслідок, великі транспортні витрати можуть утруднити економічно ефективного використання. Для поліпшення привабливості перевезень залишків від бродіння використовуються і розробляються різні технології, які можуть ґрунтуватися на фізичних, хімічних або біологічних процесах (рис. 1) [1-3].

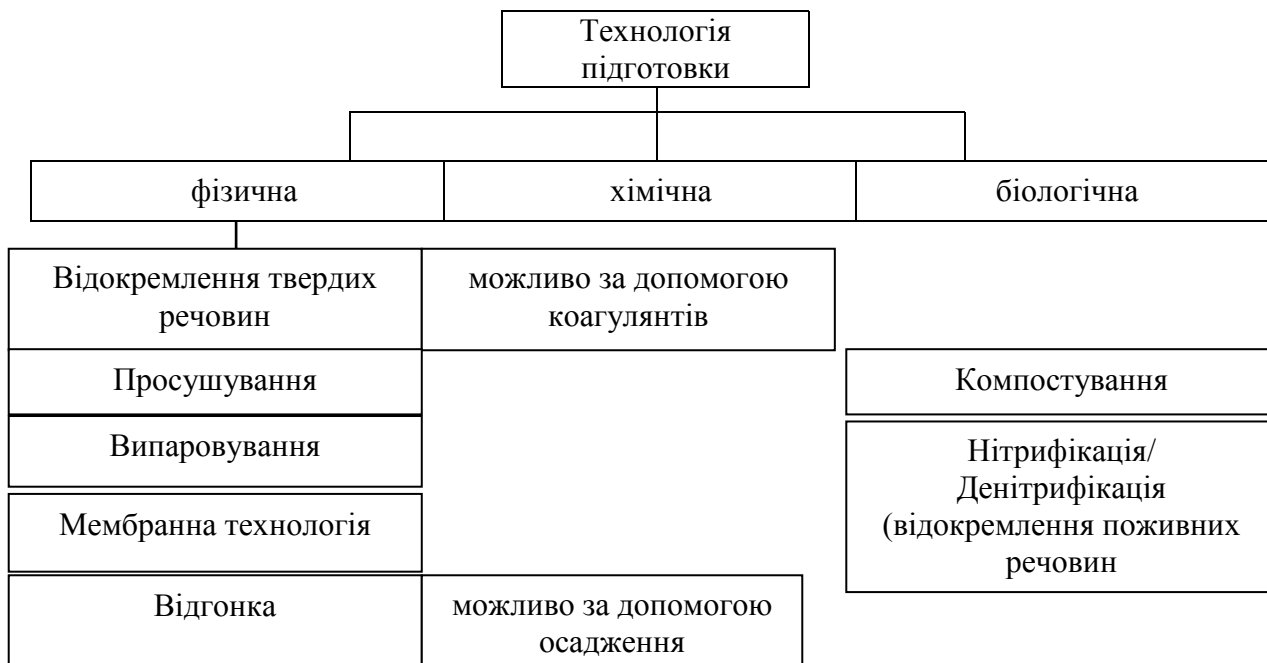


Рисунок 1 - Класифікація технологій підготовки з принципових технологічних процесів

Формулювання цілей статті. Провести огляд та аналіз технологій по відокремленню поживних речовин із залишків від бродіння, які ґрунтуються тільки на фізичних процесах.

Основна частина. Розглянемо технології підготовки залишків від бродіння, які ґрунтуються на фізичних процесах. [3]

Використання залишків від бродіння без підготовки (зберігання необроблених залишків від бродіння і внесення).

У сенсі внесення поживних речовин в загальний кругообіг речовин бажано внесення залишків від бродіння на площі вирощування використовуваних в біогазових установках поновлюваних видів сировини. Зазвичай такі площі розташовані безпосередньо поблизу від біогазових установок, так що транспортні шляхи є короткими і перевезення та внесення з використанням одного транспортного засобу без перевантаження (одноетапне застосування) вирізняється прийнятною вартістю. Для відстаней більше 5 км транспортування і внесення здійснюється різним обладнанням. Загалом виходить, що зі збільшенням відстані перевезення витрати на обидві технології суттєво збільшуються, оскільки вміст поживних речовин у залишках від бродіння, віднесене до їх перевезеної маси, відносно невеликий. Тому метою підготовки залишків від бродіння є зменшення вмісту інертної води і цілеспрямоване збільшення концентрації фракцій поживних речовин.

Відділення твердих фракцій

Відділення твердих фракцій - це основна технологія підготовки залишків від бродіння. Переваги відділення твердих фракцій полягають у зменшенні обсягів зберігання рідких залишків від бродіння, а також шарів, що занурюються і спливають при зберіганні. Але перш за все відбувається розподіл

поживних речовин, тому що розчинний, мінеральний азот залишається переважно в рідкій фракції, а органічно пов'язаний азот і фосфор в основному виділяються з твердою фракцією. Сепарована, бідна сухою речовиною (СР) рідка фракція може вноситися на поля або перероблятися далі, а тверду фракцію можна компостувати або висушувати. Залежно від необхідного ступеня розподілу використовуються переважно сепаратори з прес-шнеками, преси з сортувальними барабанами або транспортерами і декантатори.

Продуктивність сепарації всіх технологій особливо залежить від властивостей залишків від бродіння і налаштувань сепаратора. Чим вище вміст СР в залишках від бродіння, тим більше досягається зменшення обсягу і виділення фосфору та органічного азоту з твердою фракцією. Сепаратори з прес-шнеками дозволяють досягти вмісту сухої речовини в 30% у твердій фракції, на декантаторах це, як правило, неможливо, але за допомогою тільки цієї технології можна досягти вмісту СР менше 3% в рідкій фракції, що є передумовою для використання деяких інших технологій подальшої переробки рідкої фази. Втім, для декантаторів необхідно мати незмінний склад матеріалу, що подається, а в порівнянні з сепараторами вони швидше зношуються і споживають більше енергії.

Для поліпшення сепарування на сепараторах використовуються, частково, коагулянти. При цьому необхідно враховувати нормативні положення відносно добрив.

Додаткова переробка твердої фракції

Можливо безпосереднє внесення окремої твердої фракції в якості добрива. Але тому що при цьому можлива іммобілізація азоту, поширення неприємного запаху або насіння бур'янів, відокремлена тверда фракція піддається подальшій переробці.

Компостування. Це аеробна обробка органічних відходів з метою стабілізації органічних компонентів, знищення патогенних мікроорганізмів і насіння бур'янів, а також усунення сполук з інтенсивним запахом. У залишки від бродіння, що компостуються, повинен подаватися достатній об'єм кисню. Тому що в залишках від бродіння скоріше не вистачає структури, для успішного компостування в них повинен подаватися відповідний матеріал (наприклад, мульча з кори) або ж матеріал потрібно часто перемішувати.

Внаслідок анаеробного розкладання вуглецю в біогазовій установці зменшується саморозігрів під час компостування в порівнянні з необробленим органічним матеріалом. Під час компостування досягаються тільки температури до 55°C, а не до 75°C, що було б необхідно для успішної гігієнізації.

Одержуваний компост може, в порівнянні зі звичайним компостом, використовуватися безпосередньо для поліпшення якості ґрунту [2,3].

Висушування. Для цього можуть використовуватися технології, які вже довели свою ефективність в інших сферах. Це, наприклад, барабанні, стрічкові сушарки або сушарки з механічним перемішуванням. У більшості систем сушарок тепло передається гарячим повітрям, яке проходить через матеріал, який просушують, або над ним. Для цього може використовуватися тепло, яке

одержують з біогазових установок, якщо його не можна використовувати в інших цілях.

Амоній, який міститься в твердій фракції, при висушуванні здебільшого переходить у вигляді аміаку до використаного для просушування повітря. З цієї причини для зменшення викидів аміаку може знадобитися очищення відпрацьованого в сушарці повітря. Також можуть мати місце викиди запахів, які слід видаляти системою очищення відпрацьованого повітря.

Шляхом висушування сухої фракції може досягатися вміст сухої речовини мінімум у 80%. Завдяки цьому суху фракцію можна складувати і перевозити.

Подальша переробка рідкої фракції

Менший вміст СР в сепарованій рідкій фракції полегшує складування та внесення на поля в порівнянні з необробленими залишками від бродіння. Але найчастіше бажано додаткове зменшення обсягу і збагачення поживних речовин в рідкій фракції, які можуть досягатися наступними технологіями.

Мембранна технологія. Обробка сильно забрудненої біологічними речовинами води за допомогою мембранної технології вже широко поширена в галузі очищення стічних вод. Це призвело до того, що її відносно добре адаптовано до залишків від бродіння і вже використовується на окремих біогазових установках. На відміну від більшості інших технологій підготовки відходів від бродіння для цієї технології не потрібно тепло. Тому мембранна технологія може застосовуватися і на тих установках, які підключені до газової мережі або системи газопідготовки і не мають надлишкового тепла.

Щоб запобігти передчасному забивання мембран, вміст СР в рідкій фракції не повинен перевищувати 3%. У більшості випадків це вимагає розподілу на тверду і рідку фракції в декантаторі [2,3].

Згущення. Згущення залишків від бродіння цікаво для біогазових установок, на яких є великий надлишок тепла, тому що потрібно близько 300 кВт·год_{терм}/м³ випареної води. Для установок, які використовують велику частку рідкого гною і внаслідок цього мають великий обсяг залишків від бродіння у співвідношенні з виробленою енергією, ця технологія може застосовуватися тільки з обмеженнями. Для розрахункової модельної установки при ваговій частці в 50% рідкого гною в субстраті, що подається, тільки 70% необхідного тепла може забезпечувати біогазова установка. На даний момент зібрано лише незначний досвід згущення залишків від бродіння.

Технологія реалізується переважно багатоступеневим процесом. Спочатку матеріал нагрівається, а потім температура при зниженому тиску поетапно доводиться до точки кипіння. Щоб уникнути втрат аміаку, показник рН в рідкій фракції знижується шляхом додавання кислоти. Технічні проблеми на виробництві можуть виникати внаслідок забивання і корозії використовуваних теплообмінників. На вакуумній установці випарювання обсяг залишків від бродіння зменшується приблизно на 70%. Нагрівання залишків від бродіння під час випарювання до 80-90°C дозволяє проводити під час процесу і гігієнізацією.

Завдяки випарюванню в порівнянні з подачею в концентраті можуть

досягатися концентрації твердої фракції аж до 4-кратної, відповідно зменшуються витрати на зберігання і перевезення. Але пряме введення очищеного конденсату до водозбірника неможливе, оскільки не дотримуються нормативні дані.

Відгін. Це технологія, при якій з рідини видаляються компоненти, для чого крізь рідину направляються гази (повітря, водяна пара, димовий газ), а компоненти переходять в газову фазу. При цьому амоній перетворюється в аміак. Цей процес може підтримуватися збільшенням температури і показника рН. Це використовується, наприклад, при паровому відгоні, тому що при зростанні температури зменшується необхідний обсяг газового потоку. На наступному етапі десорбції аміак з рідкої фази переводиться в придатний для подальшого використання або утилізації продукт. Десорбція NH_3 з потоку газу може проводитися шляхом конденсації, мийки з кислотами або реакції водяного розчину з гіпсу. Кінцевими продуктами десорбції є, як правило, сульфат амонію і аміачна вода [2,3].

При випаровуванні досягнення нормативних показників для подачі очищеної води в мережу на даний момент не забезпечується.

Використання підготовлених залишків від бродіння.

Тверді речовини після сепарування за своїми властивостями можна порівняти зі свіжим компостом і можуть як і він використовуватися як добрива і для збільшення вмісту органічної речовини в ґрунті. Але свіжий компост використовується переважно в сільському господарстві, так як під час його зберігання та внесення до ґрунту можуть виділятися запахи. Щоб отримати продукт для продажу, слід спочатку провести стабілізацію залишків від бродіння за допомогою, наприклад, компостування. Але при невисокій ціні твердої речовини така переробка є неекономічною. Альтернативою цьому є висушування твердої фракції, яке вже описано вище. При цьому виходить продукт, який можна зберігати і перевозити, і який можна використовувати для цілеспрямованого внесення Р і К (див. таблицю 1) на площі з великим азотним навантаженням.

Рідка фракція з сепарації використовується в деяких біогазових установках, наприклад, в якості рециркулята. Крім того, зменшення вмісту СР робить можливим більш точне внесення з меншими втратами NH_3 . Завдяки меншому вмісту Р у порівнянні з необробленими залишками від бродіння в регіонах з інтенсивним утриманням худоби поблизу від підприємств можна використовувати більш суттєві обсяги, тому що там внесення, як правило, обмежене вмістом Р в ґрунті. Проблеми з регіональними надлишками азоту в більшості вирішуються додатковою переробкою рідкої фракції, тому що тільки сепарацією зменшення обсягів транспортування не досягається [2,3].

Таблиця 1 – Вміст поживних речовин у фракціях, в якості зразка розрахований для технологій підготовки

Технологія підготовки	Фракція	Вагова доля, %	N _{орг} кг/т	NH ₄ -N кг/т	P ₂ O ₅ кг/т	K ₂ O кг/т
Без обробки	Рідка		2	3,6	2,1	6,2
Сепарація	Тверда	12	4,9	2,6	5,5	4,8
	Рідка	88	1,6	3,7	1,6	6,4
Стрічкова сушарка	Тверда	5	13,3	0,7	14,9	12,9
	Рідка	88	1,6	3,7	1,6	6,4
	Відпрацьоване повітря	7	-	-	-	-
Мембрана	Тверда	19	4,9	4,4	6,8	4,5
	Рідка	37	2,8	7,4	2,1	14,4
	Стічні води (очищенні)	44	Досягнуті граничні значення для подачі безпосередньо до водозбірника			
Випаровування	Тверда	19	4,9	4,4	6,8	4,5
	Рідка	31	3,4	8,9	2,5	17,3
	Технологічна вода	50	Не підходить для подачі до водозбірника			
Відгонка	Тверда	27	6,8	3,5	7,5	21,7
	Рідка (РСА)	3	0	80,6	0	0
	Технологічна вода	70	Не підходить для подачі до водозбірника			

РСА – розчин сульфату амонію

Для продуктів переробки рідкої фракції з вмістом поживних речовин збут найчастіше можливий тільки в обмеженому обсязі. Концентрація поживних речовин в них перевищує концентрацію поживних речовин у залишках від бродіння (таблиця 2), що робить їх більш вигідними для транспортування, але вона значно нижче в порівнянні з мінеральними добривами. Це у багатьох випадках може ускладнювати застосування, тому що відсутня необхідна техніка внесення на поля. Для внесення розподільниками зі шлангами, що волочаться, які використовуються для внесення гною та залишків від бродіння, необхідні досить великі обсяги щоб зробити можливим рівномірний розподіл поживних речовин по площах. Обсягів внесення, які становлять істотно більше 1 м³/га, важко домогтися за допомогою стандартної техніки.

Розчин сульфату амонію (РСА) з відгону найкраще відповідає вимогам до продукту переробки, який можна використовувати. Він містить майже 10% N і вже продається у великих обсягах в якості продукту очистки відпрацьованого повітря та побічного продукту хімічної промисловості для сільського господарства, де використовується як добриво.

Висновки. Представлені в роботі технології підготовки залишків від бродіння сильно відрізняються один від одного за своєю поширеністю та надійності функціонування. Технології сепарування залишків від бродіння відповідають сучасному рівню техніки і вже використовуються. Але в разі часткової підготовки, як правило, обсяг внесених матеріалів не зменшується, а витрати на внесення залишків від бродіння збільшуються.

Технології висушування твердої фази вже довели свою ефективність в інших галузях і адаптуються для висушування залишків від бродіння. При цьому очікуються лише незначні технічні проблеми. Втім, висушування

залишків від бродіння цікаво з економічної точки зору тільки в тому випадку, якщо залишки після висушування можуть використовуватися з прибутком або якщо тепло біогазової установки інакше взагалі не можна використовувати.

Технології обробки рідкої фази ще не відповідають сучасному рівню техніки, вони все ще потребують додаткового розвитку. Більше за інших розвинена мембранна технологія. Незважаючи на це дана технологія ще може розвиватися далі, щоб зменшити споживання енергії і знос.

Технології випарювання і відгону на великих установках промислового масштабу використовується ще мало. З цієї причини економічна оцінка та очікувана якість продукції ще пов'язані з великою невпевненістю, а технічні ризики є порівняно високими.

Список використаних джерел

1. Баадер В. Биогаз: теория и практика/ В. Баадер, Е. Доне, М. Бренндерфер. - М.: Колос, 1982. – 148 с.
2. Процесс анаэробной переработки: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.fluid-biogas.com/.
3. Руководство по биогазу. От получения до использования/ Агенство по возобновляемым ресурсам.- 5-е изд., перераб. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://esco-ecosys.narod.ru/2012_9/art272.pdf
4. Эдер Б. Биогазовые установки. Практическое пособие/ Б. Эдер, Х. Шульц [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://zorgbiogas.ru/upload/pdf/Biogas_plants_Practics.pdf

Аннотация

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЙ ПОДГОТОВКИ ОСТАТКОВ ПОСЛЕ АНАЭРОБНОГО БРОЖЕНИЯ

Скляр А.Г., Скляр Р.В.

В работе приводится анализ технологий подготовки остатков от брожения в биогазовых установках.

Abstract

ANALYSIS TECHNOLOGY TRAINING RESIDUE AFTER ANAEROBIC FERMENTATION

A. Skliar, R. Skliar

In this paper the analysis of induced technology training residues from the fermentation in biogas plants.

ЗМІСТ

ПЛАНИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА В ИССЛЕДОВАНИИ ПРОЦЕССА СЕПАРИРОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ РЕШЕТАМИ Пивень М.В.	5
АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ ВЕРТИКАЛЬНО РОЗМІЩЕНОГО ГРУНТОРИЗАЛЬНОГО ЕЛЕМЕНТУ СОШНИКА З ГРУНТОВИМ СЕРЕДОВИЩЕМ Мачок Ю.В., Сало В.М., Лузан П.Г.	12
МОЖЛИВІ РЕОЛОГІЧНІ МОДЕЛІ РЕЛАКСАЦІЇ ГРУНТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ПРИ ЇХ УЩІЛЬНЕННІ ТА ОБРОБЦІ ВІБРОПЛУГОМ Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Дяченко Л.А.	19
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ЯКОСТІ РОБОТИ КОМБІНОВАНОГО ЧИЗЕЛЯ З ДОДАТКОВИМИ ГОРИЗОНТАЛЬНИМИ ТА ВЕРТИКАЛЬНИМИ ДЕФОРМАТОРАМИ Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І.	25
ДОСЛІДЖЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В ПНЕВМОСЕПАРУЮЧОМУ КАНАЛІ ПРИ БАГАТОРІВНЕВОМУ ВВЕДЕНІ ЗЕРНА О.В. Нестеренко, С.М. Лещенко, Д.І. Петренко	35
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА Мионов А.С., Е.В. Золотовская	43
ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДОЗАТОРА ДЛЯ ГІДРОПНЕВМАТИЧНОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА Улексін В.О., Бойко В.Б.	52
ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЙ РУХУ ЛЕГКИХ ДОМШОК В ОСНОВНІЙ ЗОНІ ОЧИСТКИ КОНУСНО-КАСКАДНОГО ВІЯЛО-КІЛЬЦЕВОГО ПНЕВМОСЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ Сліпченко М.В.	61
РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИСКОВОГО ПЛУГА ДЛЯ РОБОТИ В УМОВАХ ЕРОДОВАНИХ ГРУНТІВ Теслюк Г.В., Волик Б.А., Семенюта А.М.	67
РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОВЫШЕНИЯ ПОСЕВНЫХ КАЧЕСТВ СЕМЯН ГОРОХА Завгородний А.И., Шептур А.А., Хессро Монтасер Хейри, Обыхвост А.В.	76
РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ВИПРОБУВАНЬ СЕПАРАТОРА КБС В РЕЖИМІ СКАЛЬПЕРАТОРА Тіщенко Л. Н., Міняйло А. В., Богданович С. А.	81

БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СЕПАРАТОРІВ НАСІННЯ ІЗ РІЗНИМ РОБОЧИМ АГЕНТОМ Кюрчев С.В., Колодій О.С.	86
АЛГОРИТМІЧНА МОДЕЛЬ РОБОТИ АЕРОДИНАМІЧНОГО СЕПАРАТОРА ІЗ ДІЕЛЕКТРИЧНОЮ НАВИТКОЮ Кюрчев С.В., Шокарев О.О.	92
ОБОСНОВАНИЕ ОТДЕЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАРАЛЬНИКОВЫХ СОШНИКОВ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА Морозов И. В., Морозов В. И., Ольховский Э. В.	97
ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ ГІДРОСІВАЛКИ НА ВИСІВІ НАСІННЯ СЕЛЕРИ Ящук Д.А.	102
АГРОНЕБОСКРЁБЫ – ЭТО НОВАЦИИ АРХИТЕКТУРЫ И СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА Мироненко В.П., Маслова В.С., Пастухов В.И., Нанка А.В.	107
РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ВИПРОБУВАНЬ ПНЕВМАТИЧНОГО СЕПАРАТОРА НА ПОПЕРЕДНЬОМУ ОЧИЩЕНІ НАСІННЄВИХ СУМШЕЙ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР Бакум М.В., Крекот М.М., Абдуєв М.М., Вотченко О.С., Винокуров М.О., Майборода Д.Л.	114
ПОЛЬОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОЩУВАННЯ КАРТОПЛІ ПІД СОЛОМОЮ Пастухов В.І., Бакум М.В., Ящук Д.А., Головін І.О., Крохмаль Д.В., Адамчук В.В., Присяжний В.Г., Корнієнко С.І., Могильна О.М., Мельник О.В.	120
ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ РОТАЦІЙНОГО ОРГАНУ КУЛЬТИВАТОРА МІЖРЯДНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ Пастухов В. І., Беловол С. А.	126
ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСТІЙКОГО РУХУ ҐРУНТООБРОБНИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ НА ФІЗИЧНИХ МОДЕЛЯХ Пастухов В.І, Скофенко С.М., Зиков В.В.	134
ВПЛИВ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОФРИКЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА НА ВИХІД ТА ЯКІСТЬ СЕПАРАЦІЇ НАСІННЯ КОРМОВИХ БУРЯКІВ Бакум М.В., Михайлов А.Д., Козій О.Б., Нікітін С.П.	138
ОЦЕНКА КАЧЕСТВА РАБОТЫ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА КУЛЬТИВАТОРА-ГЛУБОКОРЫХЛИТЕЛЯ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ УСЛОВИЯХ Пастухов В.И., Бакум Н.В., Михайлов А.Д., Кириченко Р.В., Козий А.Б., Качанов В.В., Гриненко А.А.	147

ДО РОЗРОБКИ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ ПОСІВНИХ МАШИН ТОЧНОГО ВИСІВУ Бакум М. В., Кириченко Р.В., Михайлов А.Д., Пастухов В.І., Нікітін С.П., Крєкот М.М., Ящук Д.А.	156
НАГАЛЬНІ ПИТАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ СИСТЕМИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ ТЕХНІКИ Прасолов Є. Я., Беловол С. А.	162
К ПОСТРОЕНИЮ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ПУЗЫРЬКОВОЙ ПСЕВДООЖИЖЕННОЙ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ ПО СТРУКТУРНОМУ ТРЕХМЕРНОМУ ВИБРОРЕШЕТУ Тищенко Л.Н., Харченко С.А., Абдуев М.М.	168
НАПРЯМОК В РОЗРОБЦІ АГРОТЕХНОЛОГІЙ БЛОЧНО-ВАРІАНТНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ГОСПОДАРСТВ РІЗНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІВНІВ Харченко С.О., Анікєєв О.І., Циганенко М.О., Калюжний О.Д., Рудницька Г.В., Качанов В.В., Красноруцький О.М., Чигрина С.А., Сировицький К.Г., Гаєк Є.А.	174
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ УНІВЕРСАЛЬНОГО КОЛІСНО-ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-280Т Харченко С.О., Кірієнко М.М., Циганенко М.О., Качанов В.В., Рульов В.М.	180
МЕТОДИКА ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ВРОЖАЮ ПРИ ЗБИРАННІ КОРЕНЕПЛОДІВ Харченко С.О., Анікєєв О.І., Качанов В.В., Красноруцький О.М.	185
ПІДВИЩЕННЯ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ВИКОНАННЯ ГРУНТООБРОБНИХ РОБІТ НАЧІПНИМИ АГРЕГАТАМИ Харченко С.О., Качанов В.В., Тищенко І.С., Сировицький К.Г., Гриненко О.А., Фесенко Г.В.	190
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВІТРОПРОНИКНОЇ РОЗШАРУЮЧОЇ ПОВЕРХНІ РОЗРОБЛЕНОГО ПНЕВМОСЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ЗЕРНОВИХ СЕПАРАТОРІВ Харченко С.О., Борщ Ю.П., Сліпченко М.В.	196
К УРАВНЕНИЮ ПОСЛОЕВОГО ДВИЖЕНИЯ ПСЕВДООЖИЖЕННОЙ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ Бредихин В.В., Пивень М.В.	204
ОБГРУНТУВАННЯ МАШИНИ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ ТА ІНШИХ ЗВ'ЯЗНИХ МАТЕРІАЛІВ Рудницька Г.В., Фесенко Г.В.	209
АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ В ХАРКІВСЬКІЙ ОБЛАСТІ Романашенко О.А.	216

ІНФОРМАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ОЦІНКИ РОБОТИ МАШИННИХ АГРЕГАТІВ Мельник І.І., Зубко В.М., Хворост Т.В.	222
ГІС-ТЕХНОЛОГІЇ ПРИ ВИЯВЛЕННІ ДЕГРАДАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ГРУНТОВОГО ПОКРИВУ ЛІСОСТЕПОВОЇ ЧАСТИНИ ХАРКІВСЬКОЇ ОБЛАСТІ Казаченко Л.М., Казаченко Д.А.	231
К ПОСТРОЕНИЮ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ЗАПЫЛЁННОГО ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ЗОНЕ ДООЧИСТИТЕЛЯ РАЗРАБОТАННОГО ПРЯМОТОЧНОГО ЦИКЛОНА Харченко С.А., Гаек Е.А.	237
ОРГАНІЧНЕ ВИРОБНИЦТВО: ЄВРОПЕЙСЬКІ І УКРАЇНСЬКІ ПІДХОДИ Фесенко А.М.	243
ПНЕВМОСТРУМЕНЕВИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ РІДКИХ ХІМКАТІВ Калюжний О.Д., Рідний Р.В.	251
ВПЛИВ КОНТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПНЕВМОСЕПАРАТОРА З ПИЛОВЛОЛЮЮЧИМ ПРИСТРОЄМ НА ШВИДКІСТЬ ПОВІТРЯ У ВЕРТИКАЛЬНОМУ КАНАЛІ Чебанов А.Б., Чебанова Ю.В.	255
КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТРАНСПОРТУЮЧОГО МЕХАНІЗМУ РІЗАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ КОМБАЙНУ ОБЧІСУВАЛЬНОГО ТИПУ Шегеда К.О., Данченко М.М., Шокарев О.М.	260
ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА НАСІНИНУ ПРИ ПРОХОДЖЕНІ ВЕРТИКАЛЬНОГО АСПІРАЦІЙНОГО КАНАЛУ СЕПАРАТОРА ІЗ ДІЕЛЕКТРИЧНОЮ НАВИТКОЮ Шокарев О.О., Кюрчев С.В.	268
НАУЧНО-ИННОВАЦИОННЫЕ АСПЕКТЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА Лебедев А.Т.	272
ВПЛИВ РОЗМІЩЕННЯ ЕНЕРГОСИЛОВОГО МОДУЛЯ БЛОЧНО- МОДУЛЬНОГО АГРЕГАТУ НА ПОКАЗНИКИ ЗЧЕПЛЕННЯ РУШІВ З ПОВЕРХНЕЮ КОЧЕННЯ Макаренко М.Г., Макаренко О. М., Кулаков Ю. М.	282
ВІДПОВІДНІСТЬ ЗЕРНОСУШАРОК ФІРМИ МЕРУ ВИМОГАМ ТЕХНІЧНИХ РЕГЛАМЕНТІВ БЕЗПЕКИ МАШИН ТА НИЗЬКОВОЛЬТНОГО ЕЛЕКТРИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ Тетівник Г.О., Твердохліб С.П., Єсіпов О.В.	287
АНАЛІЗ ВИПРОБУВАНЬ ПРЯМОТОЧНОЇ ЗЕРНОСУШАРКИ BRICE- BAKER SCN-16/72 ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА Тетівник Г.О., Твердохліб С.П., Поляшенко С.О.	295

<p>ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДУ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА З РОЗДІЛЕННЯМ ПОТОКУ ПОТУЖНОСТІ Шушляпін С.В., Шевченко І.О., Грущенко О.О., Кириченко С.М.</p>	303
<p>ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ВЫПУСКНОМ ТРАКТЕ ДВЗ С.М. Дюндик, А.А. Кучава, М.Л. Шуляк</p>	308
<p>АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ РУЛЬОВОГО УПРАВЛІННЯ З ГІДРОПІДСИЛЮВАЧЕМ Колеснік І.В.</p>	314
<p>ВИМІРЮВАЛЬНА СИСТЕМА ДИНАМІЧНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ОРНОГО АГРЕГАТУ Антощенко Р.В., Антощенко В.М., Кашин Д.В.</p>	320
<p>ЧАСТОТНО-ДИНАМІЧНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З ПЕРЕДАЧЕЮ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДО РУШІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ МАШИНИ Калінін Є.І.</p>	327
<p>ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДПОВІДНОСТІ ВИМОГАМ ТЕХНІЧНОГО РЕГЛАМЕНТУ БЕЗПЕКИ МАШИН АГРЕГАТІВ ҐРУНТООБРОБНИХ ВИРОБНИЦТВА ТОВ «ЛКМЗ» Гриненко О.А., Лебедев С.А., Артьомов М.П.</p>	335
<p>МЕХАТРОННА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ОБЕРТАННЯМ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА: ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ КОЛИВАНЬ ПРИВОДУ ТА ЇХ ЛІНІЙНОГО РЕГУЛЯТОРА ЗІ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Ляшко А.П.</p>	341
<p>ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З УНІВЕРСАЛЬНИМ РЕГУЛЯТОРОМ ШВИДКОСТІ Назаренко О.О.</p>	349
<p>РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗГОНУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З БЕЗСТУПІНЧАСТОЮ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ Кожушко А. П.</p>	355
<p>НАУКОВО-ПРИКЛАДНІ ОСНОВИ СИСТЕМНОГО АНАЛІЗУ ТА КЕРУВАННЯ ГАЛЬМУВАННЯМ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ З ГІДРООБ'ЄМНО- МЕХАНІЧНИМИ ТРАНСМІСІЯМИ Бондаренко А.І.</p>	365
<p>ВМОНТОВАНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД ПРИЙМАЛЬНОГО КОНВЕЄРА БУРТОУКЛАДНИКА Поліщук Л.К., Адлер О.О., Коваль О.О.</p>	375

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТНВД РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ТИПА ДВИГАТЕЛЯ МТА Вороновский И.Б.....	385
ВПЛИВ ЕЛЕМЕНТІВ РЕЖИМУ РІЗАННЯ ПРИ АБРАЗИВНІЙ ОБРОБЦІ НА ЗАБРУДНЕНІСТЬ МАСТИЛЬНО-ОХОЛОДЖУВАЛЬНИХ РІДИН Гулевська Н. О., Гулевський В.Б, Кузнецов І.О.	390
ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ШЛІФУВАННЯ ТА ЛЕЗВІЙНОЇ ОБРОБКИ ІНСТРУМЕНТАМИ З ПСТМ НА ОСНОВІ НІТРИДУ БОРУ Сушко О.В., Мельник К.Л.	395
МІКРОМЕХАНІЗМ РУЙНУВАННЯ ДЕФОРМОВАНОЇ СТАЛІ Буніна Л. М., Мельник К.Л.....	400
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ МАССОВО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МОТОАГРЕГАТОВ Овсянников С.И., Гриб В.М.	406
МЕХАТРОННА ВІБРАЦІЙНА НАСІННОСОЧИСНА МАШИНА Лук'яненко В.М., Галич І.В., Никифоров А.О.	413
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ ВХОДЯЩИХ В МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ФАКТОРОВ НА РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ Войтов В.А., Захарченко М.Б.	420
МЕТОД ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА В РАСЧЕТЕ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ С КОМБИНИРОВАННЫМ ТРЕНИЕМ Ольшанский В.П., Тищенко Л.Н., Ольшанский С.В.	426
НАБЛИЖЕНИЙ РОЗРАХУНОК КОЛИВАНЬ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ З ПОЗИЦІЙНИМ І В'ЯЗКИМ ТЕРТЯМ Бурлака В.В., Ольшанський В.П., Малець О.М.....	435
ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ З ЯКІСТЮ ЗМІЦНЕННЯ РІЖУЧОГО ЕЛЕМЕНТУ КУЛЬТИВАТОРНИХ ЛАП Пасюта А.Г., Біловод О.І., Келемеш А.О., Дудніков А.А.	440
ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ФРИКЦІЙНОГО МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ ВІДСІКАЮЧИХ ДИСКІВ ВІБРАЦІЙНОГО ОБ'ЄМНОГО ДОЗАТОРА Магерус Н.І.	446
МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ДОЗАТОРА КОМБІКОРМІВ З КОНУСНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ Банга В.І.	453

МЕТОД РАСЧЁТА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЁМНЫХ ФИГУР НЕПРАВИЛЬНОЙ ФОРМЫ Лукьяненко В.М., Никифоров А.А., Галич И.В.....	459
ОБОСНОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПЕНОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ВНУТРИПОЧВЕННОГО ЛЕНТОЧНОГО ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ РАСТЕНИЙ Мельник В.И., Лукьяненко А.В.....	465
ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДЛЯ ПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНОГО СМЕСИТЕЛЯ Семенцов В.И.....	473
КИНЕМАТИКА ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА В РОТОРНОЙ ДРОБИЛКЕ И ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ НА ЕЕ РАБОТУ Нанка А.В.	480
ПОЛЬОВІ ВИПРОБУВАННЯ УДОСКОНАЛЕНОЇ ПІДВІСКИ УНІФІКОВАНОГО СІДІННЯ АУЗ1.00.000 ОПЕРАТОРА КОЛІСНИХ МАШИН Жиліна О.О.....	490
ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПОВЕРХНІ АЛМАЗНИМ ВИГЛАДЖУВАННЯМ Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В., Пеньов О.В., Мирненко Ю.П.	494
ВІДПРАЦЮВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГВИНТОВИХ СЕКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ТЕХНОЛОГІЧНІСЬ Гевко Б.М., Клендій В.М., Навроцька Т.В.....	498
ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ Листопад И.А.	506
РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ З ЗАЗОРОМ Листопад І.О., Кісь В.М.....	512
ШНЕКОВІ ОЧИСНИКИ ДИСКОВИХ КОПАЧІВ КОРЕНЕПЛОДІВ З Г-ПОДІБНИМИ СПІРАЛЯМИ Гевко І.Б., Васильків В.В., Гупка А.Б.....	519
ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ЧИСТОВОМУ ТОЧЕННІ РІЗЦЯМИ ІЗ ПНТМ Коломієць В.В., Фабричнікова І.А.	526
РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ БАГАТОШАРОВОГО ОСКЛІННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ Сметанкін В.О., Сметанкіна Н.В., Сметанкін О.В.....	530
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЩЕТОЧНОЙ ОБРАБОТКИ, УЛУЧШАЮЩЕЙ УСЛОВИЯ ТРУДА, НА СВОЙСТВА НАПЫЛЯЕМОГО ИЗНОСОСТОЙКОГО ПОКРЫТИЯ Лузан С.О., Кириенко Н.М.	536

АНАЛИЗ МЕТОДОВ И СПОСОБОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН Лузан С.А., Кириенко Н.М.	544
ПЕРСПЕКТИВНЫЙ МЕТОД ИСПЫТАНИЙ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПОЛОЖЕНИЯ Дубинин Е.А., Полянский А.С., Задорожня В.В.	553
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТРАНСПОРТНОЇ БЕЗПЕКИ Степанов О. В.	560
ФИРМЕННЫЙ АВТОСЕРВИС И УПРАВЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТЬЮ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН Бажинов А.В.	566
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН С ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЁННОЙ РАМОЙ Полянский А.С., Задорожня В.В., Переверзева Л.Н.	570
ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗОВ В ПРОЦЕССЕ ДОРОЖНЫХ ИСПЫТАНИЙ Подригало М.А., Тарасов Ю.В.	575
ПУТИ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ТРАКТОРОВ ПЛАЗМЕННЫМ НАПЫЛЕНИЕМ С УЧЕТОМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВЗРЫВОПОЖАРОБЕЗОПАСНОСТИ ТЕХНОЛОГИИ Лузан С.А., Кириенко Н.М.	581
ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТЕМПЕРАТУРЫ ТКАНЕЙ ОРГАНИЗМА ПРИ ЭКСПРЕСС-ДИАГНОСТИКЕ ТРАВМАТИЧЕСКИХ СОСТОЯНИЙ Ляшенко Г.А., Курченко Я.Г., Иванова О.П.	588
СОЗДАНИЕ ОТКРЫТОГО ПРОГРАММНО-ТЕХНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА УПРАВЛЕНИЯ БЕЗОПАСНЫМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ В ВЫПАРНОМ ОТДЕЛЕНИИ САХАРНОГО ЗАВОДА Ляшенко С. А., Фесенко А. М., Ляшенко А. С.	593
АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ БЕЗПЛОТНОЇ АВІАЦІЇ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ УКРАЇНИ Чумаченко С.М., Пісня Л.А., Черепньов І.А.	602
ЗМЕНШЕННЯ КІЛЬКОСТІ ТРАВМ РОБІТНИКІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛАНЦЮГОВИХ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРІВ Полянський О.С., Дьяконов О.В., Леусенко А.В., Репетенко М.В., Чеботарьова О.В., Мікуліна І.О.	613
ЕКОЛОГІЧНІ ТА ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ УТИЛІЗАЦІЇ РОСЛИННИХ ТА ДЕРЕВНИХ ВІДХОДІВ ЛІСОСІК. Дьяконов В. І., Фесенко Г. В., Винокуров М.О., Дьяконов О.В.	619

ВПРОВАДЖЕННЯ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ УКРАЇНИ ДЛЯ СЕРЕДНЬОГО ТА МАЛОГО БІЗНЕСУ АПК Чумаченко С.М., Пісня Л.А., Черепньов І.А.....	626
ДОСЛІДЖЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТА БЕЗВІДМОВНОСТІ ПІДСИСТЕМ МОЛОТКОВИХ ДРОБАРОК В ПРОЦЕСІ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ Болтянський О.В., Болтянська Н.І.....	636
ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТ ЕНЕРГІЇ НА НАГРІВАННЯ ВОДИ ПРИ ДОЇННІ КОРІВ Болтянський Б.В.....	641
АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ПІДГОТОВКИ ЗАЛИШКІВ ПІСЛЯ АНАЕРОБНОГО БРОДІННЯ Скляр О.Г., Скляр Р.В.....	649

ВІСНИК
ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

Випуск 156

“Механізація сільськогосподарського виробництва”

Відповідальний за випуск: Харченко С.О.

Редактори: Харченко С.О., Пастухов В.І., Лебедєв А.Т., Лук’яненко В.М.,
Кірієнко М.М.

Комп’ютерна верстка: Коршунов К.С., Галич І.В., Кашин Д.В., Курченко Я.Г.,
Сировицький К.Г., Ящук Д.А.

Підписано до друку 10.03.2015. Здано до набору 10.03.2015.
Формат 60×84 1/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Офсетний друк. Умов. друк. арк. 31,0
Тираж 300 примірників

Роздруковано у друкарні ФОП Сегаль І.М.
61050, Харків, пл. Руднева, 4
Зам. № 24/15, тел. (057) - 7579382