

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ

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

ТЕХНІЧНІ НАУКИ

Випуск 135

«МЕХАНІЗАЦІЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА»

Харків 2013

УДК 631.171
ББК 40.71

Друкується за рішенням вченої ради Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка від 04.03.2013 р., протокол № 7

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.**; академік НААНУ, професор, д. т. н. **Зайка П.М.**; 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. **Сандомирський М.Г.**; професор, к. т. н. **Бакум М.В.**; доцент, к. т. н. **Кірієнко М.М.**

Технічні секретарі: **Жиліна О.О., Богомоллова В.П.**

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

Наукове фахове видання
Вісник Харківського національного технічного університету сільського
господарства імені Петра Василенка
Випуск 135

«Механізація сільськогосподарського виробництва»

ISBN 5-7987-0176 X

© Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2013 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.

ДО ПОБУДОВИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ БАРАБАННОГО ЗЕРНОВОГО СКАЛЬПЕРАТОРА

Тіщенко Л.М., д.т.н., академік НААНУ, професор,
Богданович С.А., аспірант

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Запропоновано підхід до створення математичної моделі технологічного процесу барабанного зернового скальператора з урахуванням особливостей його роботи.

Проблема. У сучасних зерноочисних комплексах для попереднього очищення зернового вороху широко застосовуються барабанні скальператори. Вони прості за конструкцією, надійні, мало травмують зерно. Одним із шляхів вирішення проблеми підвищення питомої продуктивності скальператора є накладання вібрацій на обертальний рух його барабана.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Робочим органом барабанного скальператора є циліндричне решето, через отвори якого виконується розділення зернового вороху (ЗВ) на основну зернову фракцію і великі домішки. Подача ЗВ здійснюється на внутрішню поверхню решета.

Зерновий потік є багатофазним середовищем, в якому носієм (диспергуючою складовою) є зерновий матеріал. Для опису рівноваги середовища застосовують методи теорії пластичності (теорія граничної рівноваги), для розвинених зсувних рухів – теорію «швидких» рухів [1]. Наявність вібраційних впливів призводить до того, що сипке середовище поводить себе як в'язка рідина зі складним реологічним законом [2,3].

У роботі розглянуті «швидкі» рухи зернового потоку, що описуються законами динаміки в'язкої рідини в припущенні виконання співвідношень Нав'є-Стокса [4].

Мета дослідження. Створення математичної моделі технологічного процесу барабанного зернового скальператора з урахуванням особливостей його роботи.

Результати дослідження.

На рис. 1 представлена розрахункова схема руху ЗВ у скальператорі. Вісь барабана розташована горизонтально. Сам барабан S_0 має довжину L і радіус R , обертається навколо своєї осі з постійною кутовою швидкістю Ω . На обертальний рух барабана накладаються малі вібрації. ЗВ подається всередину барабана (поблизу Σ_1) і за рахунок обертання циліндра і вібраційного впливу зерно просипається через отвори решета. Великі домішки переміщуються до правого кінця Σ_2 , утворюючи шар змінного перерізу з вільною поверхнею S_1 . Введемо декартову систему координат (x, y, z) , вісь Oz якої направимо вздовж осі циліндра.

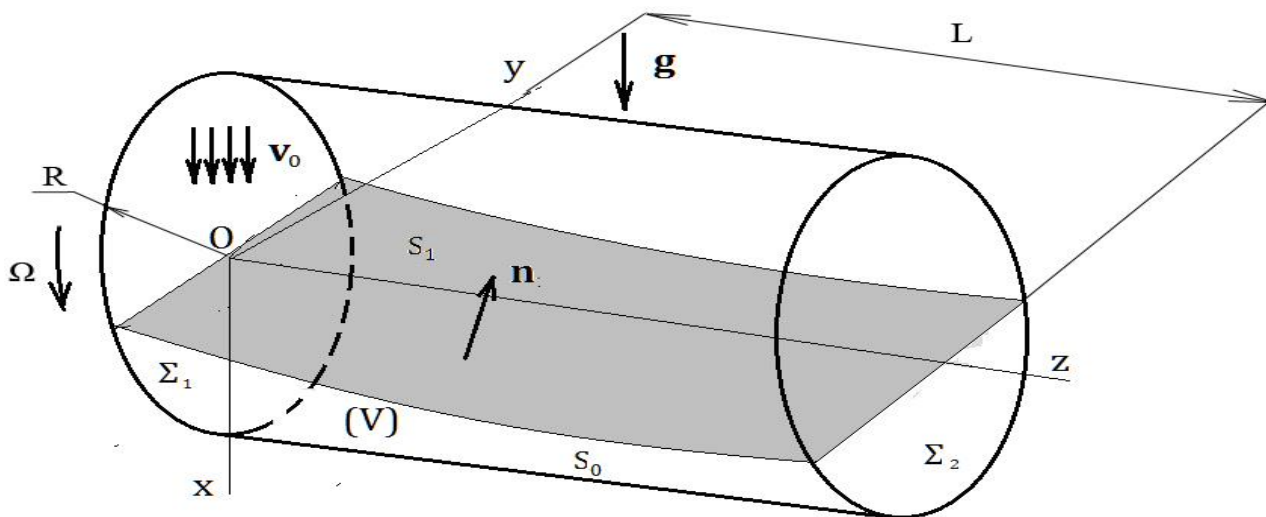


Рис. 1 – Розрахункова схема руху ЗВ в скальператорі

Розглянемо режим «швидкого» руху сипучого середовища, що виникає при дії вібрації. При певній інтенсивності цих впливів, яка визначається характеристикою $j = a\omega^2$ (a , ω -відповідно амплітуда і частота вібраційних коливань), всередині середовища виникають миттєві розтягуючі зусилля, які призводять до порушення контакту між його зернами. Виникає хаотичний рух зернин, що зіштовхуються між собою, аналогічний руху атомів або молекул газу. Це явище призводить до того, що середовище в цих умовах може підкорятися рівнянням динаміки в'язкого середовища, реологічний закон якого аналогічний законові Нав'є-Стокса з відповідними феноменологічними коефіцієнтами.

Вібрації, що діють на циліндричне решето, впливають на величину феноменологічних коефіцієнтів, які входять у визначальні співвідношення (коефіцієнти в'язкості, тертя та ін.) [5, 6]. При збільшенні інтенсивності j вібрацій коефіцієнт тертя зменшується, прагнучи до деякого асимптотичного значення. Аналогічний характер має і залежність коефіцієнта в'язкості від j [5].

Визначивши тензор напружень з урахуванням умови нестисливості, а також граничних умов на вільній поверхні ЗВ і на поверхні решета, в [7] отримані рівняння, що описують процес руху вороху в скальператорі з урахуванням прийнятих допущень.

Прийнята умова нестисливості середовища дає перше рівняння, яке має у вибраній системі координат вигляд:

$$\frac{dv_x}{dx} + \frac{dv_y}{dy} + \frac{dv_z}{dz} = 0. \quad (1)$$

Рівняння руху, що виражає другий закон механіки суцільного середовища:

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \text{div} \delta + \rho \vec{g}, \quad (2)$$

де ρ – щільність середовища (в даному випадку величина постійна);

\vec{g} – інтенсивність зовнішніх масових сил, що діють на середовище (у нашому випадку дорівнює прискоренню вільного падіння);
 δ -тензор напружень, що має компоненти, які визначаються співвідношенням (3):

$$\delta = -p\bar{\delta} + \left(\lambda - \frac{2}{3}\mu \right) \text{div}\vec{v} + 2\mu\vec{V}, \quad (3)$$

де λ, μ – об'ємний і зсувний коефіцієнти в'язкості, які є функціями інтенсивності вібрації j ;

p – тиск;

$\bar{\delta}$ – одиничний тензор напружень;

$\vec{v} = (v_1(x_1, x_2, x_3), v_2(x_1, x_2, x_3), v_3(x_1, x_2, x_3))$ – поле швидкостей суцільного середовища;

\vec{V} – тензор швидкостей деформацій.

Знехтуємо впливом теплових процесів на динаміку середовища. Тоді система рівнянь (2), (3) є замкнутою системою, і для її вирішення досить задати початкові і граничні умови. Початкові умови складаються задаванням початкового поля швидкостей, а граничні – визначаються наступним чином. На твердій стінці циліндричного решета отвори розглядаємо як деякі стоки, з рівномірно розподіленою по поверхні S_0 щільністю, що визначають нормальну складову швидкості зернового потоку відповідно до закону фільтрації з деяким феноменологічним коефіцієнтом K_d . Дотичні складові напружень на S_0 повинні відповідати закону сухого тертя:

$$\vec{p}_n \cdot \vec{\tau} = -\frac{\vec{w}_\tau \cdot \vec{\tau}}{|\vec{w}_\tau|} (fp|_{S_0} + \lambda|\vec{w}_\tau|), \quad (4)$$

де \vec{p}_n – напруження на поверхні S_1 ;

$\vec{\tau}$ – довільний одиничний вектор, дотичний до поверхні S_0 ;

\vec{w}_τ – відносна дотична складова швидкості зерна біля внутрішньої поверхні решета.

На вільній поверхні виконуються кінематична й динамічні умови відсутності напружень [7], які в скалярній формі відповідають трьом умовам у проєкціях на нормаль і двом одиничним різним дотичним до S_1 векторам τ_1 і τ_2 :

$$\begin{aligned} n_i \left(-p\delta_{ik} + \mu \left(\frac{\partial v_k}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right) \right) n_k \Big|_{S_1} &= 0; \\ \mu n_i \left(\frac{\partial v_k}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right) \tau_{1k} \Big|_{S_1} &= 0; \\ \mu n_i \left(\frac{\partial v_k}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right) \tau_{2k} \Big|_{S_1} &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Слід зазначити, що третій закон механіки суцільного середовища пов'язаний зі зміною кінетичного моменту середовища. У випадку симетричного тензора напружень і відсутності внутрішніх моментів кількості руху рівняння третього закону виконуються автоматично (безмоментна теорія механіки суцільного середовища). Однак буває зручно все ж використовувати це рівняння замість одного з рівнянь руху. Для цього можна скористатися інтегральною формою цього закону.

Висновки. Накладення вібрації на обертальний рух барабанного зернового скальператора дозволить підвищити його питому продуктивність. Для опису процесів, що відбуваються в ЗВ при обробці його в барабанному скальператорі з накладанням вібрацій, можна використовувати закони динаміки в'язкої рідини при виконанні співвідношень Нав'є-Стокса з відповідними фенологічними коефіцієнтами. Розрахунок математичної моделі технологічного процесу скальператора дозволить визначити раціональне поєднання його конструктивно-кінематичних параметрів.

Список використаних джерел

1. Механика гранулированных сред: Теория быстрых движений: Сб. ст.; пер. с англ. / сост. И.В. Ширко. - М.: Мир, 1985.
2. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды. / В.В.Соколовский – М.: Наука, 1990. - 272 с.
3. Гольдштик М.А. Процессы переноса в зернистом слое. /М.А.Гольдштик. Новосибирск: СО АН СССР, Ин-т теплофиз., 1984. - 164 с.
4. Слеттери Дж. С. Теория переноса импульса, энергии и массы в сплошных средах. / Дж.С.Слеттери - М.: Энергия, 1978.-448 с.
5. Цытович Н.А. Механика грунтов. /Н.А.Цытович -М.: Гос. издат. лит. по строительству, архитект. и стройматер, 1963. - 636 с.
6. Заика П.М. Динамика вибрационных зерноочистительных машин. / П.М.Заика -М.: Машиностроение, 1977. - 278 с.
7. Тищенко Л.Н. К исследованию факторов, влияющих на технологический процесс барабанного зернового скальператора /Л.Н.Тищенко, А.В.Миняйло, С.А.Богданович //Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв. Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. - Харків: ХНТУСГ ім. П.Василенка, 2012. - Вип.131. - С.5-11.

Аннотация

К ПОСТРОЕНИЮ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА БАРАБАННОГО ЗЕРНОВОГО СКАЛЬПЕРАТОРА

Тищенко Л.Н., Богданович С.А.

Предложен подход к созданию математической модели технологического процесса барабанного зернового скальператора с учетом особенностей его работы.

Abstract

BY CONSTRUCTION OF A MATHEMATICAL PROCESS MODELS DRUM GRAIN SKALPERATORAL

L. Tishchenko, S. Bogdanovych

An approach to the creation of a mathematical model of the process of grain drum skalperatory considering the product.

УДК 621.928.13

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ЗЕРНОВОГО СЕПАРАТОРА А1-БЦСМ-100 С РАЗРАБОТАННЫМИ РЕШЕТАМИ

Тищенко Л.Н., Пивень М.В., Харченко С.А., Бредихин В.В.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

У статье представлены результаты производственных испытаний виброцентробежного зернового сепаратора А1-БЦСМ-100 с разработанными решетками.

Главной задачей сельского хозяйства является увеличение производства зерна. В связи с этим, особую актуальность приобретает послеуборочная обработка зерновых смесей. Для очистки и сортирования смесей применяют зерновые сепараторы, наиболее высокопроизводительными из которых являются вибрационно-центробежные А1-БЦСМ-100 производства ОАО «Вибросепаратор» (г. Житомир).

Одним из путей повышения эффективности сепарирования зерновых смесей (ЗС) является интенсификация процесса сегрегации, путем увеличения пористости и скорости послойного движения смеси. В лаборатории послеуборочной обработки зерна Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени П. Василенко, совместно с ОАО «Завод им. Фрунзе» (г. Харьков), разработаны новые решета на рабочих поверхностях которых, на поперечных перемычках, расположены разрыхлители в виде ребер или продолговатых рифлей [1]. При вибрациях решет, разрыхлители воздействуют на ЗС, разрыхляют ее и увеличивают скорость послойного движения.

В работах [2-4] выполнены теоретические и экспериментальные исследования по обоснованию параметров процесса сепарирования ЗС и конструктивных параметров разрыхлителей. Однако, наиболее достоверные данные об эффективности работы новых решет можно получить по результатам производственных испытаний в условиях длительной эксплуатации. Кроме того, в указанных работах не исследовались качественные показатели процесса сепарации ЗС, затраты мощности на работу сепаратора с разработанными

решетами, степень повреждаемости семян.

Цель работы – провести сравнительные с серийными производственные испытания разработанных решет, определить параметры эффективности их работы.

Производственные испытания разработанных решет проведены на виброцентробежном сепараторе А1-БЦСМ-100 на очистке ЗС озимой пшеницы “Донецкая 48”, ячменя “Одесский 131” и ржи “Харьковская 98” естественного гранулометрического состава с влажностью до 14% на Новопокровском комбинате хлебопродуктов (Харьковская обл., Чугуевский р-н.).

Общий вид виброцентробежного сепаратора А1-БЦСМ-100 представлен на рис. 1, а его конструктивная схема – на рис. 2. Он имеет четыре одинаковых решетных блока. Каждый блок состоит из корпуса 9, дозатора 12, клапана 11, кольцевого аспирационного канала 10, осадочной камеры 15, конического 8 и дискового 7 разбрасывателей, вращающегося ротора 14 и барабана 16 из трех цилиндрических решет: верхнего подсевного 13, среднего сортировального 4, нижнего зернового 3. Решетный барабан посредством подвесок 5 соединен шарнирно с ротором, а через шатун 17 – с эксцентриковым вибровозбудителем 1. Для вывода фракций смеси в лотки к решетному барабану закреплены скребки 2. Для очистки решет установлены очистители 6.

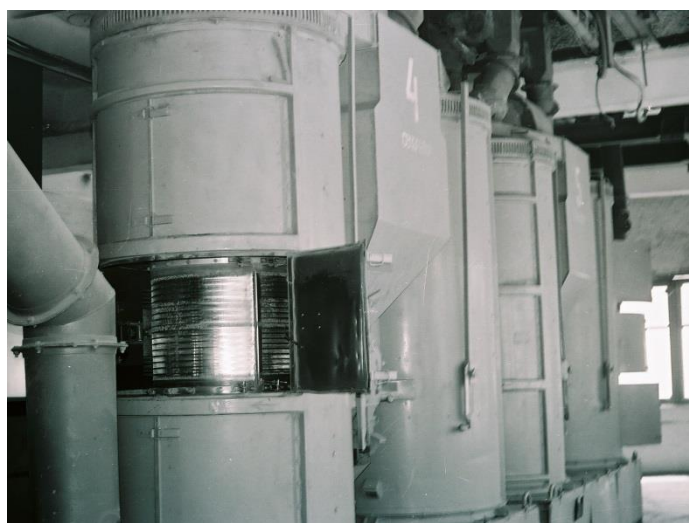


Рис. 1 – Общий вид виброцентробежного сепаратора А1-БЦСМ-100

При работе сепаратора ротору 14 сообщается вращательное движение, а барабану 16 – вращательное и колебательное движения. ЗС через дозатор 12 поступает на конический разбрасыватель 8, которым подается в аспирационный канал 10. Легкие примеси выносятся воздушным потоком в осадочную камеру 15, а зерно самотеком поступает на дисковый разбрасыватель 7, который отбрасывает его на подсевное решето 13. Образовавшийся кольцевой слой ЗС движется сверху вниз по разработанным решетам 13, 4. На подсевном решете 13 просеиваются мелкие примеси и дробленое зерно, на сортировальном 4 – мелкие и щуплые зерна, на зерновом 13 – чистое зерно, а сходом с него – крупные примеси. Выделенные фракции удаляются скребками 2 в сборные лотки.

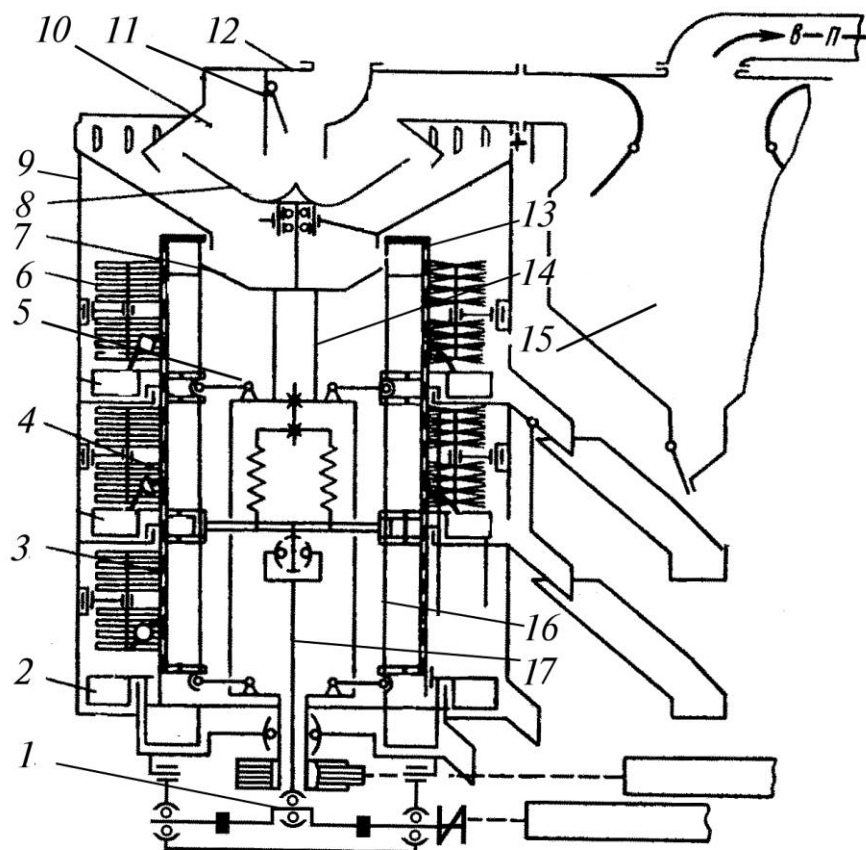


Рис. 2 – Конструктивная схема одного блока виброцентробежного сепаратора А1-БЦСМ-100: 1 – вибровозбудитель; 2 – скребки; 3 – решето зерновое; 4 – решето сортировальное; 5 – подвески; 6 – очистители; 7, 8 – разбрасыватели дисковый и конический; 9 – корпус; 10 – канал аспирационный; 11 – клапан; 12 – дозатор; 13 – решето подсевное; 14 – ротор; 15 – камера осадочная; 16 – барабан решетный; 17 – шатун

Кинематические параметры сепаратора приняты паспортными и взяты из технической характеристики: амплитуда колебаний решет – 6 мм; круговая частота колебаний – 94,2 рад/с; угловая скорость вращения решет – 11,77 рад/с.

Форма и размеры отверстий решет при очистке ЗС пшеницы, ячменя: подсевных – прямоугольные $2,0 \times 16$ мм², сортировальных – прямоугольные $2,4 \times 16$ мм², зерновых – круглые $\varnothing 6$ мм; при очистке ЗС ржи – соответственно $1,7 \times 16$ мм², $2,0 \times 16$ мм², $\varnothing 4,5$ мм. Конструктивные параметры разрыхлителей приняты оптимальными: диаметр ребер $d_{реб} = 1,5$ мм, высота рифлей $h_{риф} = 1,3$ мм, расстояния между ребрами и рядами рифлей $l_{реб} = l_{риф} = 21$ мм, расстояния между рифлями $l^* = 13$ мм. Работа сепаратора произведена на очистке семенного и продовольственного зерна. За время работы сепаратором очищено около 3 тыс. т ЗС.

Установлено, что производительность сепаратора с разработанными решетами увеличилась на 20...25% и составляет: на очистке семенного материала – $q = 60...75$ кг/час·дм²; на очистке продовольственного зерна $q = 125...140$ кг/час·дм². Долговечность рифленых решет не уменьшилась, а оребренных увеличилась на 50...70%. Результаты производственных испытаний сепаратора А1-БЦСМ-100 с разработанными решетами приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты производственных испытаний А1-БЦСМ-100 с разработанными решетками

| Культура и сорт зерновой смеси | Удельная производительность, кг/час·дм ² | Исходная зерновая смесь | | | Очищенная зерновая смесь | | |
|----------------------------------|---|-------------------------|---------------------|---------------------------------------|--------------------------|---------------------|---------------------------------------|
| | | Чистота, % | Масса 1000 зерен, г | Отход основной культуры и примесей, % | Чистота, % | Масса 1000 зерен, г | Отход основной культуры и примесей, % |
| Очистка семенного зерна | | | | | | | |
| Оз.пшеница “Донецкая48” | 70,5 | 97,54 | 36,89 | 2,46 | 99,68 | 39,12 | 0,32 |
| Ячмень “Одесский131” | 48,27 | 96,13 | 46,10 | 3,87 | 99,72 | 47,90 | 0,28 |
| Рожь “Харьковская98” | 46 | 96,37 | 28,75 | 3,63 | 99,64 | 30,04 | 0,36 |
| Очистка продовольственного зерна | | | | | | | |
| Оз.пшеница “Донецкая48” | 140 | 93,87 | 35,14 | 6,13 | 98,55 | 38,30 | 1,45 |
| Ячмень “Одесский131” | 76,5 | 93,95 | 43,18 | 6,05 | 98,9 | 46,89 | 1,10 |
| Рожь “Харьковская98” | 71,4 | 94,16 | 27,16 | 5,84 | 98,86 | 30,10 | 1,14 |

Распределение затрат мощности на работу сепаратора с серийными и разработанными решетками представлено в табл. 2.

Таблица 2 – Распределение затрат мощности на работу сепаратора с серийными и разработанными решетками

| Производительность, т/час | Удельная энергоемкость, кВт·час/т | Мощность, потребляемая решетным станом, кВт | | | |
|---------------------------|-----------------------------------|---|-------------------|------------------|-------------------------|
| | | на холостой ход | на рабочий режим | | на работу разрыхлителей |
| | | | без разрыхлителей | с разрыхлителями | |
| серийными решетками | | | | | |
| 100 | 0,09 | 4,0 | 5,3 | - | - |
| разработанными решетками | | | | | |
| 125 | 0,075 | 4,0 | - | 5,62 | 0,32 |

Из данных таблицы следует, что затраты мощности на работу разрыхлителей составляют 0,32 кВт. Это составляет 4% от общей мощности, затрачиваемой на рабочий режим решетного стана. Применение разрыхлителей снизило удельные энерго и металлоемкости с 0,09 кВт·час/т до 0,075 кВт·час/т (на 16,7%), с 42,0 кг/т·час до 33,6 кг/т·час (на 20%).

В процессе обработки семена получают механические повреждения от воздействия рабочих органов сепаратора. Наличие повреждений существенно влияет на семенные свойства и сохранность семян. Поэтому, одним из важных

показателей эффективности процесса сепарирования является степень повреждаемости семян.

Установленные на поперечных перемычках разработанных решет ребра и продолговатые рифли сообщают ЗС дополнительные силовые импульсы и оказывают сопротивление движению нижнему элементарному слою. Повреждение семян может возникнуть при взаимодействии с ребрами и рифлями.

Исследование повреждаемости семян произведено для ЗС озимой пшеницы в режимах очистки семенного материала и продовольственного зерна. Вначале произведен анализ выборки семян исходной смеси, причем состояние примесей в учет не принималось. Для определения степени механической повреждаемости семян объем выборки принят из расчета обеспечения относительной ошибки до 5% при доверительной вероятности 0,95.

ЗС пропусклась через сепаратор с разработанными решетками и разделялась на три фракции: проходы подсевного, сортировального и зернового решет. Полученные фракции исследовались на повреждаемость. По результатам анализа всех трех фракций определялась общая повреждаемость, а затем и повреждаемость семян разрыхлителями как соответствующая разность повреждений семян до и после пропуска через сепаратор. Поврежденными считались дробленые, расколотые семена, а также семена с трещинами и сорванной оболочкой. Результаты исследования сведены в табл. 3.

Таблица 3 – Степень механической повреждаемости семян озимой пшеницы при сепарировании разработанными решетками

| Удельная производительность, кг/час·дм ² | Повреждаемость семян, % | | | | | |
|---|-------------------------|-------------------------|-----------------|-----------|---------------|--------------------------|
| | исходной ЗС | проходных фракций решет | | | общая фракций | разработанными решетками |
| | | подсевного | сортировального | зернового | | |
| очистка семенного материала | | | | | | |
| 60-75 | 1,13 | 1,76 | 0,43 | 0,09 | 0,76 | 0,37 |
| очистка продовольственного зерна | | | | | | |
| 125-140 | 1,48 | 2,21 | 1,21 | 0,06 | 1,16 | 0,32 |

Анализом полученных результатов установлено, что повреждаемость семян в режимах очистки семенного материала больше, чем продовольственного зерна, т.е. возрастает с уменьшением удельных загрузок. Это объясняется уменьшением толщины слоя и увеличением интенсивности воздействий разрыхлителей на смесь.

Наибольшую повреждаемость семян среди проходных фракций имеет подсевное решето. Это объясняется тем, что дробленые и расколотые семена являются мелкой фракцией и просеиваются на подсевном решете. Кроме того, установленные на нем ребра сообщают большие силовые воздействия на смесь, чем рифли сортировальных решет. Таким образом, сепарирование ЗС разработанными решетками сопровождается незначительным увеличением числа поврежденных семян до 0,37 %.

На основании результатов совместных продолжительных испытаний разработанных решет в производственных условиях ОАО «Завод им. Фрунзе»

(г. Харьков) внедрил их в серийное производство с годовой программой 8 тыс. штук.

Выводы

1. Производственными испытаниями в условиях длительной эксплуатации подтверждена высокая эффективность разработанных решет. Удельная производительность процесса сепарирования ЗС увеличена на 20...25 % и составляет: на очистке семенного материала $q=46...70,5$ кг/час·дм²; на очистке продовольственного зерна $q=71,4..140$ кг/час·дм².
2. Установлено, что на работу разрыхлителей затрачивается мощность 0,32 кВт, что составляет 4 % от общей мощности, которая затрачивается на работу сепаратора. При этом удельные энерго и металлоемкости снижены, соответственно: с 0,09 кВт·час/т до 0,075 кВт·час/т (на 16,7%), с 42,0 кг/т·час до 33,6 кг/т·час (на 20%). Повреждения семян разрыхлителями не превышают 0,37 %. Разработанные решета внедрены в серийное производство на ОАО “Завод им. Фрунзе” (г.Харьков) с годовым выпуском 8 тыс. штук.

Список использованных источников

1. Пат. 31700А Україна, МПК 6В09В 1/26. Циліндричне решето / Тищенко Л.М., Півень М.В., Мандрика О.В., та ін. (Україна).-№98105572; Заявл.23.10.98; Опубл. 15.12.2000, Бюл.№7-11.-2с.
2. Тищенко Л.Н., Пивень М.В. К исследованию разделения фракций зерновой смеси при сепарировании на вертикальном цилиндрическом виброцентробежном решете // Всеукраинский научно-технический журнал. Вибрации в технике и технологиях.-2003.-№5(31).-С.40-43.
3. Пивень М.В. Исследование процесса сегрегации зерновой смеси при виброцентробежном сепарировании // Всеукраинский научно-технический журнал. Вибрации в технике и технологиях.-2004.-№4(36).-С.74-77.
4. Тищенко Л.Н., Пивень М.В. Планирование экспериментов в исследовании процесса сепарирования виброцентробежными решетками // Новые решения в современных технологиях. Вестник ХГПУ.-2000.-Вып.78.-С.34-36.

Анотація

РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ВИПРОБУВАНЬ ЗЕРНОВОГО СЕПАРАТОРУ А1-БЦСМ-100 З РОЗРОБЛЕНИМИ РЕШЕТАМИ

Тищенко Л.М., Півень М.В., Харченко С.О., Бредихин В.В.

В статті представлено результати виробничих випробувань вібровідцентрового зернового сепаратора А1-БЦМС-100 з розробленими решетами.

Abstract

RESULTS OF PRODUCTION TESTS OF THE GRAIN SEPARATOR A1-БЦСМ-100 WITH DEVELOPED SIEVES

L. Tishchenko, M. Piven, S. Kharchenko, V. Bredikhin

Results of production tests of the vibrocentrifugal separator A1-БЦСМ-100 with developed sieves has been devised in the article.

УДК 631.5

МАШИНОВИКОРИСТАННЯ В ЗЕМЛЕРОБСТВІ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІВНІВ ГОСПОДАРСТВ В ЗОНІ ЛІСОСТЕПУ ТА СТЕПУ ХАРКІВСЬКОЇ ОБЛАСТІ

Харченко С.О., доц., к.т.н., Анікеєв О.І., доц., к.т.н.,

Калюжний О.Д., доц., к.т.н., Качанов В.В., інженер,

Циганенко М.О., доц., к.т.н., Красноруцький О.М., ст. викладач

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

В статті наведені результати досліджень машиновикористання в землеробстві господарств різного технологічного рівня в зоні Лісостепу та Степу Харківської області.

Постановка проблеми і завдання. Відповідно до методики оцінки технологічних рівнів господарств по 9-ти бальній системі [1] господарства можна поділити на три технологічні рівні: низький (НТР), середній (СТР) та високий (ВТР).

Дослідження проведені в 2012р. в двох районах Харківської області: Золочівському, який знаходиться в зоні Лісостепу та Балаклійському в зоні Степу. Дослідження показали [2, 3], що господарства цих районів розподіляються на три вище наведених технологічних рівня: НТР, СТР, ВТР. При цьому співвідношення цих господарств складає 77:20:3 (рис. 1), а в зоні Степу – 65:23:12 (рис. 2). Аналіз графіків, приведених на рис. 1 та рис. 2, показує що основною (по кількості) групою господарств в обох зонах є господарства НТР. Подальший аналіз складу господарств НТР показав, що в групі господарств НТР в обох зонах є значна (до 40%) частина господарств з низькою врожайністю малорентабельні, які слід віднести до найнижчого технологічного рівня (ННТР). Це, як правило, фермерські господарства з незначними посівними площами.

У зв'язку з цим було поставлене завдання по дослідженню машиновикористання в цих господарствах у двох зонах.

Методика досліджень. Об'єктами досліджень були вибрані господарства ННТР – це фермерські господарства в Золочівському та Балаклійському районах Харківської області. При цьому передбачалося визначення кількості господарств ННТР в кожному районі, відсоткове співвідношення посівних площ всіх господарств ННТР по відношенню до загальної посівної площі в районі.

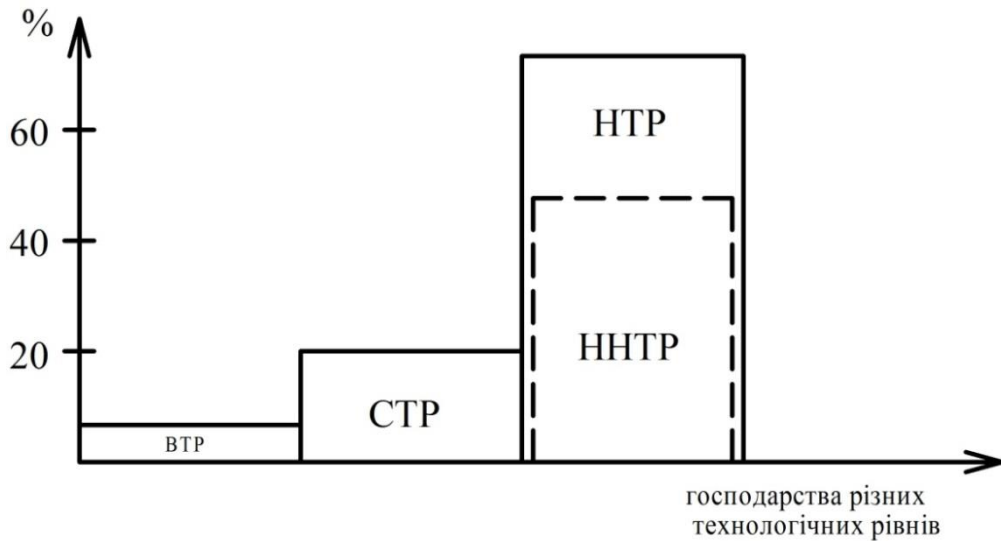


Рис. 1 - Співвідношення господарств різних технологічних рівнів в Золочівському районі Харківської області

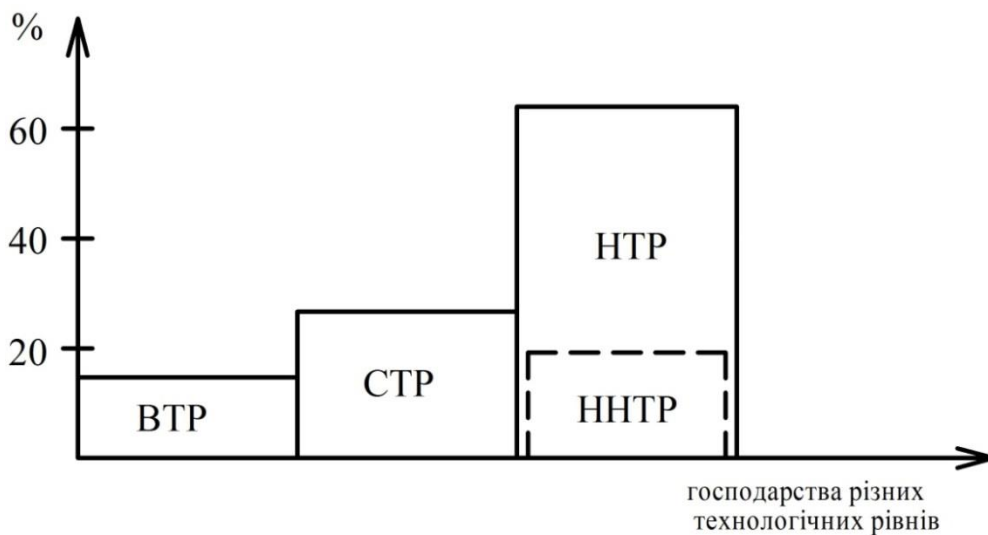


Рис. 2 - Співвідношення господарств різних технологічних рівнів в Балаклійському районі Харківської області

Для більш детального вивчення господарств ННТР було вибрано по одному фермерському господарству ННТР в кожному районі. В цих господарствах визначалась направленість сільськогосподарської діяльності, технології та технічна оснащеність господарства з метою визначення напрямків підвищення технологічних рівнів цих господарств.

Результати досліджень. Кількість господарств ННТР в кожному з двох районів, розміри їх посівних площ, відсоткове відношення посівних площ господарств ННТР по відношенню до загальної площі посівів в господарствах НТР представлені в табл. 1. Як показує аналіз даних таблиці кількість господарств ННТР складає в Золочівському районі 65, в Балаклійському 30. Розміри посівних площ знаходяться в межах від 1 до 439 га. Загальна площа посівів в господарствах по відношенню до господарств НТР складає в Золочівському районі 43%, в Балаклійському 41%. А їх загальні площі посівів по відношенню до загальної площі в кожному з двох районів відповідно 3,5% та 4,9%.

Таблиця 1 – Характеристика господарств ННТР в Золочівському та Балаклійському районах Харківської області

| Показники | Золочівський район | Балаклійський район |
|--|--------------------|---------------------|
| Кількість господарств в районі, одиниці | 65 | 30 |
| Посівні площі в господарствах (межі), га | 1,0 – 387,0 | 2,0 – 439,0 |
| Співвідношення посівних площ господарств ННТР до всієї площі в районі, % | 3,5 | 4,9 |

Таблиця 2 – Сільськогосподарські культури, що вирощуються в господарствах ННТР

| Найменування с/г культур | Площі посівів с/г культур, га | |
|--------------------------|-------------------------------|---------------------|
| | Золочівський район | Балаклійський район |
| Озима пшениця | 100,0 | 25,0 |
| Кукурудза на зерно | 9,0 | 50,0 |
| Соняшник | 25,0 | 10,0 |
| Соя | 35,0 | 10,0 |

Слід зазначити, що незважаючи на невисокий відсоток по посівним площам господарств ННТР по відношенню до всієї посівної площі в кожному з районів, в цих господарствах зайнята значна кількість працездатних людей, які забезпечують не тільки себе, а й дають товарну с/г продукцію.

Напрямок діяльності господарств ННТР, в яких проводились дослідження, с/г культури, що вирощувались представлені в табл. 2. Як показує аналіз даних таблиці, в обох господарствах основними культурами є озима пшениця (40% по відношенню до загальної площі в господарствах), кукурудза на зерно, соняшник та соя. Для вирощування цих культур в господарстві, яке представляє Лісостеп, використовується традиційна технологія основного обробітку, в господарстві Степу – безвідвальна. При цьому використовуються вітчизняні сорти с/г культур, що вирощуються в господарствах.

По технічній оснащеності (табл. 3) ці господарства використовують вітчизняну техніку, яка знаходиться багато (20 і більше) років в експлуатації. Деякий рівень врожайності зернових досягається в основному за рахунок якісного обробітку ґрунту та догляду за посівами.

Таблиця 3 – Технічне забезпечення господарств ННТР

| Показники | Марки машин | |
|-----------------------------------|------------------------|--------------------------|
| | Балаклійський район | Золочівський район |
| Спосіб основного обробітку ґрунту | Безвідвальний | Традиційний |
| Машини для основного обробітку | | |
| Плуги | - | ПЛН-3-35 |
| Щілювач | ЩН-2 | - |
| Луцильники, дискові борони | АГ-2,4-20 АГ-2,7-20 | ЛДГ-15 |
| Машини для поверхневого обробітку | ЗПГ-15 | ЗПГ-15 |
| Культиватори | КПН-4 | КПС-4 КПШ-6 |
| Зернові сівалки | СЗ-3,6 | СЗ-3,6 |
| Сівалки для просапних культур | СУПН-8 | СУПН-8 |
| Оприскувачі | ОПВ-2000 ОПН-8-12 | ОПВ-2000 |
| Зернозбиральні комбайни | СК-5М «Нива» | СК-5М «Нива» ДОН-1500 |
| Трактори | МТЗ-80 МТЗ-82 | МТЗ-80 |

Одним з напрямів підвищення технологічного рівня цих господарств і відповідно рівня врожайності є оснащення більш сучасною, ефективною технікою, використання сучасних сортів та більш передових технологій. Але ці напрямки пов'язані в першу чергу з більш високими економічними витратами.

Висновки

1. Дослідження проведені в двох районах Харківської області в 2010-2012 рр дозволили встановити, що господарства розділяються на три технологічні рівні: НТР, СТР та ВТР. Співвідношення господарств цих рівнів в районі, що представляє Лісостеп (Золочівський район) є відповідно 77:20:3, а в зоні Степу (Балаклійський район) – 65:23:12.

2. Найбільшу групу господарств в обох районах представляють господарства низького рівня 77-65%. При цьому в цій групі є значна кількість (до 40%) найнижчого технологічного рівня (ННТР).

3. Господарства ННТР – це в основному фермерські господарства з незначними посівними площами від 5 до 260 га з низькою врожайністю.

4. Кількість цих господарств становить в кожному з районів 65 та 30 одиниць.

5. Незважаючи на те, що ці господарства по загальній посівній площі складають 3-5% всієї площі в районі, вони забезпечують зайнятість значної кількості людей.

6. Напрямок діяльності господарств ННТР – це вирощування зернових (озима пшениця, кукурудза на зерно), соняшника та сої вітчизняних сортів.

7. В господарствах ННТР для вирощування с/г культур застосовується вітчизняна техніка застарілих конструкцій з великими строками експлуатації – до 20 років і більше.

8. Для підняття технологічного рівня господарств ННТР необхідно використовувати при виробництві с/г культур сучасні високоврожайні сорти, необхідна оснащеність сучасною ефективною технікою.

Список використаних джерел

1. Ковтун Ю.І. Методологія оцінки господарств за рівня технології і ресурсів [Текст] / Ю.І. Ковтун// Матеріали ІІ Всеукраїнської науково-практичної інженерної конференції «Ринкова трансформація економіки, стан, проблеми, перспективи». Т.2. – Харків: ХНТУСГ, 2011, с.6-9.
2. Аналіз результатів досліджень машиновикористання в землеробстві різного технологічного рівня в Лісостепові зоні. /Ю.І. Ковтун, С.О. Харченко, М.О. Циганенко, О.І. Анікєєв, та ін.// Вісник Харківського національного державного технічного університету ім. П. Василенка. Вип. 124. Т.1. – Харків: ХНТУСГ, 2012. – С. 5-13.
3. Результати досліджень машиновикористання в землеробстві Степу в залежності від технологічних рівнів господарств. /Ю.І. Ковтун, О.Д. Калюжний, В.В. Качанов, О.І. Анікєєв, Г.В. Фесенко та ін.// Вісник Харківського національного державного технічного університету ім. Петра Василенка. Вип. 124. Т.1. – Харків: ХНТУСГ, 2012. – С. 19-27.

Аннотація

МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ЗЕМЛЕДЕЛИИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ ХОЗЯЙСТВ В ЗОНЕ ЛЕСОСТЕПИ И СТЕПИ ХАРЬКОВСКОЙ ОБЛАСТИ

Харченко С.А., Аникеев А.И., Калюжный А.Д., Качанов В.В.,
Красноруцкий А.Н., Цыганенко М.А.

В статье приведены результаты исследований машиноиспользования в земледелии хозяйств различных технологических условий в хозяйствах в зоне Лесостепи и Степи Харьковской области.

Abstract

MACHINE USAGE IN AGRICULTURE BASED ON PROCESS OF FARMS IN ZONE-STEPPE AND STEPPE KHARKIV REGION

Kharchenko S., Anikeev A., Kalyuzhny A., Kachanov V., Krasnorutskiy A.,
Tsyganenko M.

The results of research in agriculture machine usage farms of different process conditions on the farms in the area of forest and steppe Kharkiv region.

СОГЛАСОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ СООТНОШЕНИЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ ВАЛКА ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ

Мельник В.И., д.т.н., Романащенко А.А., доц.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Предполагается, что массив органических удобрений в процессе формирования валка пребывает в состоянии пластичности. Задача решается в плоской постановке. Приведены основные уравнения предлагаемой математической модели, граничные условия и обоснование методов согласования параметров, которые вошли в них.

Актуальность. Внесение органических удобрений – одна из сложнейших и наиболее энергоемких задач современного земледелия. Причин тут много. Если такие удобрения применяют, то вносят в больших количествах (десятки тонн на гектар). Сама технология внесения сопряжена с трудностями, поскольку органические удобрения отличаются разнообразием и нестабильностью физико-механических свойств, а, кроме того, требуют немедленной заделки. Последнее само по себе не простая энергоемкая операция, а в связи с тенденцией к минимизации обработок почвы становится, вообще почти не решаемой проблемой.

Технологий внесения органики известно несколько. Мы в своей работе остановимся на варианте, который предполагает вывоз удобрений автотракторным транспортом в поле и раскладку куч, затем формирование валка, разбрасывание и заделку.

Состояние вопроса и формулировка решаемой задачи. Далее, в развитие цикла работ авторов, в реферативной форме приведем основные положения [1], необходимые для продолжения рассмотрения предлагаемой математической модели формирования валка органических удобрений.

На рис. 1 изображена схема рабочего процесса формирования валка из кучи. Массив $L^uUR^uR^dL^d$ органических удобрений 1 находится между двумя формирующими щитами 2 и 3. Асимметрия массива $L^uUR^uR^dL^d$ поясняется тем, что в пространство между щитами 2 и 3 попадает не вся куча, а только некоторая ее часть, отделенная от общего массива левым щитом 2.

Объективно рассматриваемая задача является объемной, но мы рассматриваем ее в плоской постановке. Привязку ортогональной двумерной системы координат Oxy не оговариваем, скажем только, что ось ординат ориентирована против направления вектора скорости движения агрегата. Углы β_l и β_r задают ориентацию формирующих щитов. L^dR^d – выходное окно валкователя. Кривые линии $L'R'$, LR и $L''R''$ отображают возможные варианты положения границы сводообразования, которое рассматривается как вероятностный процесс.

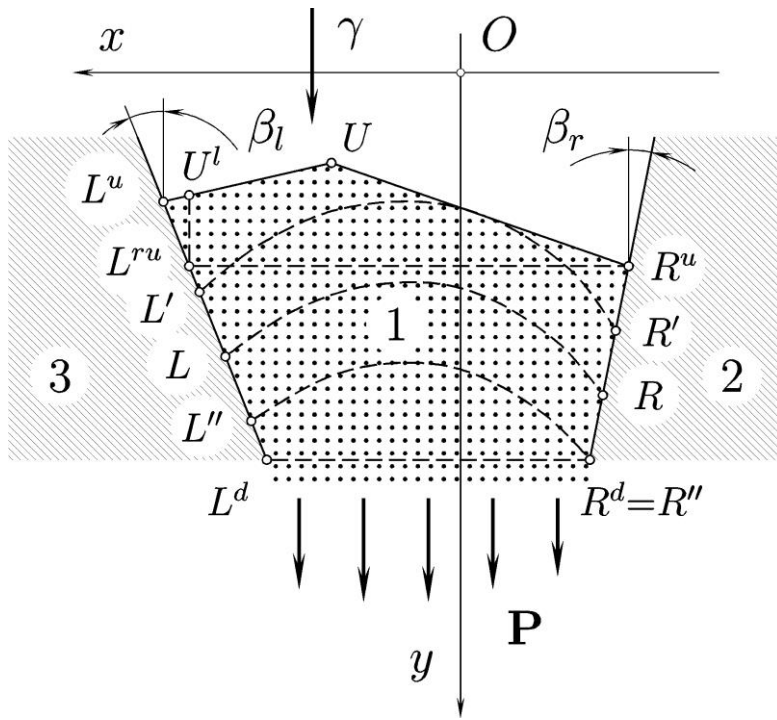


Рис. 1 – Схема области взаимодействия модельной (пластической) среды с окружающими конструктивными элементами устройства, моделирующего валкователь:

1 – пластическая среда; 2, 3 – ограждающие щиты; P – растягивающая нагрузка, порождаемая истекающей средой; γ – весовые силы; β_l и β_r – углы ориентации ограждающих щитов по отношению к оси абсцисс системы координат Oxy ; L^dR^d – уровень нижнего обреза направляющих щитов; L^uUR^u – верхний (передний) уровень пластической среды, проходящей между формирующими щитами; LR – линия сводообразования; $L'R'$ и $L''R''$ – верхнее и нижнее предельные положения линии сводообразования

Принято, что органические удобрения удовлетворяют модели пластической среды, которая характеризуется пластической постоянной (коэффициентом пластичности) k и удельным весом γ , а интересующая нас задача может быть решена на основе плоской теории пластичности [2, 3].

В работе [1] показано, что силы трения, которые возникают между удобрениями и поверхностью поля, можно заменить весовыми силами γ . Для этого необходимо мысленно представить виртуальный случай, когда формирующие щиты на рис.1 направлены не вперед по направлению движения, как это должно быть, а вверх. При этом модельная пластическая среда поступает сверху по направлению оси Oy и, под действием сил собственного веса γ , проходит вниз между формирующими щитами.

Все обозначения совпадают с принятыми в работах [1 – 3]:

$$\sigma_{xx} = s + k \cos 2\varphi, \quad \sigma_{yy} = s - k \cos 2\varphi, \quad \sigma_{xy} = \sigma_{yx} = k \sin 2\varphi, \quad (1)$$

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} [(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \pm \sqrt{(\sigma_{xx} + \sigma_{yy})^2 + 4\sigma_{xy}^2}], \quad (2)$$

где: σ_{xx} , σ_{yy} и $\sigma_{xy} = \sigma_{yx}$ – нормальные и касательные компоненты тензора напряжений;

$s = \frac{1}{2}(\sigma_3 + \sigma_1)$ – полусумма наибольшего σ_3 и наименьшего σ_1 главных нормальных напряжений;

φ – угол между линией действия σ_3 и осью Ox .

Возникающее в объеме $L^uUR^uR^dL^d$ напряженное состояние моделирует система дифференциальных уравнений плоского пластического состояния (в работах [2, 3] – предельного равновесия) сплошной среды, для которой получены выполняющиеся вдоль линий параллельных осям системы Oxy , соотношения на декартовых координатных осях.

Соотношения на абсциссе:

$$x|_{y=\text{const}} = 2k \exp \frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k} \text{ctg} \varphi + C_y^*, \quad (3)$$

$$s|_{y=\text{const}} = k \ln(\sin^2 \varphi) + C_y^+, \quad (4)$$

где угол φ попадает в интервал:

$$\varphi \in]\varphi_{x_0} - \frac{1}{2}\pi, \varphi_{x_0} + \frac{1}{2}\pi[, \quad \varphi_{x_0} = \pm \frac{1}{2}\pi, \quad (5)$$

$$C_y^+ = \tilde{C}_y + k \ln(2(C^v)^2), \quad (6)$$

\tilde{C}_y , C_y^* и масштабирующий множитель C^v – постоянные величины.

Соотношения на ординате:

$$y|_{x=\text{const}} = (-1)^r 2k \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k} \text{tg} \varphi + C_x^*, \quad (7)$$

$$s|_{x=\text{const}} = k \ln(\cos^2 \varphi) + \gamma y + k \ln(2(C^v)^2) + \tilde{C}_x, \quad (8)$$

$$s|_{x=\text{const}} = k \left[\ln(\cos^2 \varphi) + (-1)^r 2\gamma \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k} \text{tg} \varphi + C_x^+ \right], \quad (9)$$

где

$$\varphi \in]\varphi_{x_0} - \frac{1}{2}\pi, \varphi_{x_0} + \frac{1}{2}\pi[, \quad \varphi_{x_0} = \pm \frac{1}{2}\pi, \quad (10)$$

$$r = \begin{cases} 1 & \text{при } \varphi > \varphi_{x_0}, \\ 2 & \text{при } \varphi < \varphi_{x_0}, \end{cases} \quad (11)$$

$$C_x^+ = \gamma C_x^* + k \ln(2(C^v)^2) + \tilde{C}_x, \quad (12)$$

\tilde{C}_x, C_x^* – постоянные величины.

Масштабирующий множитель C^v остается постоянным для всей области пластичности, в то время, как постоянные $\tilde{C}_y, C_y^*, C_y^+$ или $\tilde{C}_x, C_x^*, C_x^+$ – изменяются всякий раз, когда меняется положение прямой, параллельной оси системы координат, для которой применяются соотношения ((4) – (6)) или ((7) – (12)). Таким образом, решение любой прикладной задачи состоит в формулировке граничных условий и разработке алгоритма расчета, по сути бесконечного множества комплектов постоянных $\tilde{C}_y, C_y^*, C_y^+$ и $\tilde{C}_x, C_x^*, C_x^+$.

Обоснование и формулировка граничных условий выполнены в [1].

Верхняя свободная граница L^uUR^u полностью состоит из бесконечного множества главных площадок. Углы $\theta_l = \varphi|_{L^u}$ и $\theta_r = \varphi|_{UR^u}$ определяют наклон касательной к L^uUR^u , а, значит, L^uUR^u является линией действия σ_3 :

$$\sigma_1|_{L^uUR^u} = 0, \quad \sigma_3|_{L^uUR^u} = 2k, \quad s|_{L^uUR^u} = k, \quad \sigma_{u\tau} = 0, \quad (13)$$

где $\sigma_{u\tau}$ – касательные напряжения, действующие вдоль L^uUR^u (рис. 2).

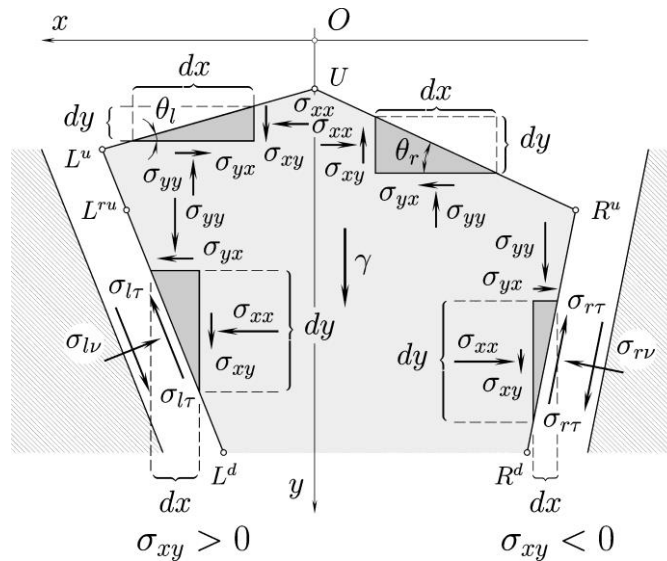


Рис. 2 – Иллюстрация граничных условий, действующих вдоль боковых линий контакта L^uL^d и R^uR^d среды с ограничивающими поверхностями

Предельные значения удельного трения τ_l и τ_r зависят от коэффициента f внешнего трения, действующего на левой L^uL^d и правой R^uR^d границах области $L^uUR^uR^dL^d$, и определяются из условий трения:

$$|\sigma_{i\tau}| \leq \tau_i = f_i \sigma_{iv}, \quad i \in \{l, r\}, \quad (14)$$

где σ_{iv} и $\sigma_{i\tau}$ – нормальная и касательная компоненты полного напряжения σ_i , действующего на границах L^uL^d ($i=l$) и R^uR^d ($i=r$)

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_{iv}^2 + \sigma_{i\tau}^2}, \quad i \in \{l, r\}, \quad (15)$$

которые определяются выражениями:

$$\sigma_{iv} = \sigma_{yy} \sin^2 \beta_i + \sigma_{xx} \cos^2 \beta_i + \zeta \sigma_{xy} \sin 2\beta_i = s_i + k \cos 2(\varphi - \zeta \beta_i), \quad (16)$$

$$\sigma_{i\tau} = \frac{1}{2}(\sigma_{yy} - \sigma_{xx}) \sin 2\beta_i + \sigma_{xy} \cos 2\beta_i = k \sin 2(\varphi - \zeta \beta_i) \quad (17)$$

где

$$\zeta = +1, \text{ при } i = l, \varphi \in]0, \frac{1}{2}\pi[\text{ или } \zeta = -1, \text{ при } i = r, \varphi \in]\frac{1}{2}\pi, \pi[. \quad (18)$$

Конечная форма граничных условий (условий трения), которые действуют вдоль $L^u L^d$ ($i = l$) и $R^u R^d$ ($i = r$), представляет собой неравенство:

$$s_i \geq k \left[\frac{|\sin 2(\varphi - \zeta \beta_i)|}{f_i} - \cos 2(\varphi - \zeta \beta_i) \right], \quad i \in \{l, r\}. \quad (19)$$

В угловых точках L^u и R^u должны выполняться как ограничения (13), так и условия трения (19). Такому требованию удовлетворяют неравенства:

$$|\operatorname{tg}(\varphi_{lu} - \beta_l)| \leq f_l, \quad \text{при } \varphi \in]0, \frac{1}{2}\pi[, \quad (20)$$

$$|\operatorname{tg}(\varphi_{ru} + \beta_r)| \leq f_r, \quad \text{при } \varphi \in]\frac{1}{2}\pi, \pi[, \quad (21)$$

где φ_{lu} и φ_{ru} – значения угла φ в точках L^u и R^u .

На этом формулировка граничных условий заканчивается.

Целью (задачей) настоящих исследований является иллюстрация методов согласования между собой соотношений (3) – (12) и граничных условий (13) – (21). Частично этот вопрос уже рассматривался в работе [1].

Решение поставленной задачи.

Непосредственно из выражений (20) и (21) следует, что:

$$\max\{0, (\beta_l - \arctan f_l)\} \leq \varphi_{lu} \leq \min\{(\beta_l + \arctan f_l), \frac{1}{2}\pi\}, \quad (22)$$

$$\max\{\frac{1}{2}\pi, (\pi - \beta_r - \arctan f_r)\} \leq \varphi_{ru} \leq \min\{(\pi - \beta_r + \arctan f_r), \pi\}. \quad (23)$$

На рис. 3 представлены графики выполняющихся вдоль линии $L^u R^u$ граничных зависимостей полусуммы главных нормальных напряжений s от величины угла φ , отвечающие соотношению на абсциссе (4), условиям трения (19), а также неравенству (21).

В работе [1] показано, что минимально узкий, но, тем не менее, возможный, интервал изменения φ соответствует такому значению постоянной C_y^+ при котором график № 2 соотношения (4) с касанием проходит над кривой условия трения (19) с индексом « $i = r$ ».

Именно такое напряженное состояние можно рассматривать как начальное, т.е. такое, которое соответствует минимальному количеству среды, располагающейся над уровнем $L^ru R^u$, при котором еще возможно достижение состояния пластичности. Кривые № 3 и № 4 соответствуют ситуации, когда ниже линии $L^ru R^u$ состояние пластичности достигается гарантировано. Поскольку условие (19) представляет собой неравенство, то возможно, что при увеличении $y > y|_{R^u}$ интервал

$$\varphi|_{y=\text{const}} \in [\varphi|_{L^u L^d}, \varphi|_{R^u R^d}] \quad (24)$$

возможных значений угла φ будет сужаться.

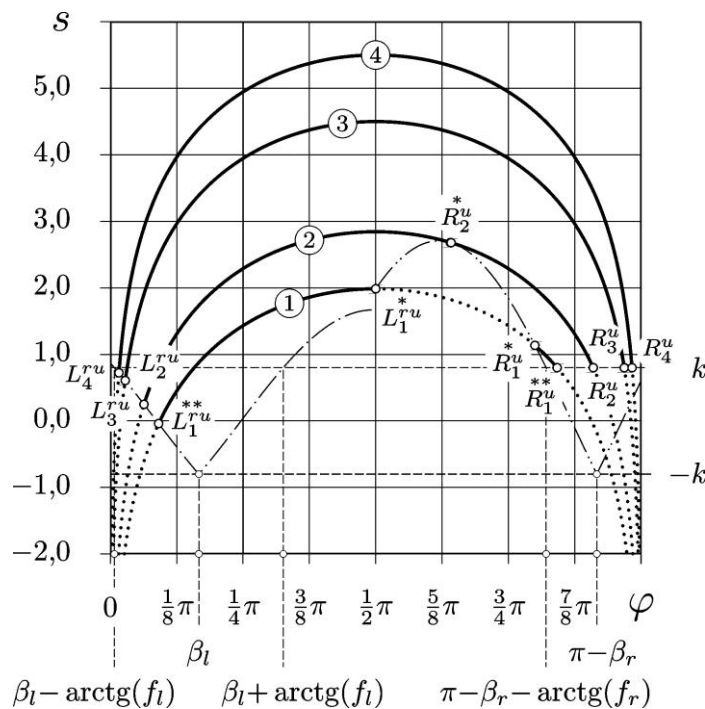


Рис. 3 – Граничные зависимости полусуммы главных нормальных напряжений s от величины угла φ , отвечающие: а) соотношению на абсциссе ((4) –—) при различных уровнях интенсивности внешней нагрузки (кривые 1, 2, 3 и 4, которым соответствует $C_y^+ = 1,986; 2,843; 4,5$ и $5,5$); б) условию трения (19) на левой ($\beta_l = \frac{1}{6}\pi$, $f_l = \text{tg}0,50$ – —...—) и правой ($\beta_r = \frac{1}{12}\pi$, $f_r = \text{tg}0,30$ – —. —) границах области пластичности. Сцепление $k = 0,8$

В точке R_2^{*u} выполняется два условия: во-первых, достигается равенство значений полусуммы главных нормальных напряжений s , вычисленной с использованием соотношения на абсциссе (4), и условия трения (19) при $\varphi = \varphi|_{R_2^{*u}}$, а, во-вторых, при том же значении $\varphi = \varphi|_{R_2^{*u}}$ достигается равенство первых производных $\frac{d}{d\varphi}s$, взятых от $s = s(\varphi)$, определяемых теми же выражениями (4) и (19) при $i = r$.

Аналогичная ситуация могла возникнуть и на левой границе, т.е. когда в (19) принято, что $i = l$.

Запишем в аналитическом виде условия, которые выполняются в случае касания кривых соотношения на абсциссе (4) и условия трения (19), действующего на левой $i = l$ или правой $i = r$ границе.

Для этого введем обозначение: $\varphi = \varphi_{i\tau}$ – значение угла φ , при котором достигается касание кривых (4) и (19). Интервал возможных значений $\varphi_{i\tau}$ гарантировано меньше следующего:

$$\varphi_{i\tau} \in [\beta_l, \pi - \beta_r], \quad \varphi_{i\tau} = \begin{cases} \varphi_{l\tau} \leq \frac{1}{2}\pi; \\ \varphi_{r\tau} > \frac{1}{2}\pi. \end{cases} \quad (25)$$

Далее, перепишем условие трения (19), предполагая, что в нем достигается равенство, а также избавляясь от знака модуля, имея ввиду, что $\varphi = \varphi_{i\tau}$ и принадлежит интервалу (25):

$$s_i = k \left[\frac{\zeta \sin 2(\varphi - \beta_i)}{f_i} - \cos 2(\varphi - \beta_i) \right],$$

$$\zeta = \begin{cases} +1, & \text{при } i = l, \quad \varphi \in [\beta_l, \frac{1}{2}\pi]; \\ -1, & \text{при } i = r, \quad \varphi \in [\frac{1}{2}\pi, \pi - \beta_r]. \end{cases} \quad (26)$$

Теперь запишем производную от $s_i = s_i(\varphi)$ по φ (26):

$$\frac{ds_i}{d\varphi} = 2k \left[\frac{\zeta \cos 2(\varphi - \beta_i)}{f_i} + \sin 2(\varphi - \beta_i) \right], \quad (27)$$

где ζ соответствует (26).

В заключение запишем систему:

$$\begin{cases} s = s_i; \\ \frac{ds}{d\varphi} = \frac{ds_i}{d\varphi}; \end{cases}, \quad (28)$$

где s и s_i – определяется соотношением на абсциссе (4) и условием трения (26);

$\frac{d}{d\varphi}s$ – производная от (4);

$\frac{d}{d\varphi}s_i$ – определено выражением (27).

Выполнив подстановку получаем:

$$\begin{cases} k \ln(\sin^2 \varphi) + C_y^+ = k \left[\frac{\zeta \sin 2(\varphi - \zeta \beta_i)}{f_i} - \cos 2(\varphi - \zeta \beta_i) \right]; \\ \frac{\cos \varphi}{\sin \varphi} = \frac{\zeta \cos 2(\varphi - \zeta \beta_i)}{f_i} + \sin 2(\varphi - \zeta \beta_i); \end{cases} \quad (29)$$

$$\zeta = \begin{cases} +1, & \text{при } i=l, \quad \varphi \in [\beta_l, \frac{1}{2}\pi[; \\ -1, & \text{при } i=r, \quad \varphi \in [\frac{1}{2}\pi, \pi - \beta_r]; \end{cases}$$

т.е. систему уравнений, в которой неизвестными являются постоянная C_y^+ и угол φ и которая является искомым аналитическим представлением условия касания кривых соотношения на абсциссе (4) и условия трения (19), действующего на левой $i=l$ или правой $i=r$ границе. Решив (29), относительно C_y^+ и φ , находим:

$$\begin{aligned} \varphi_{l\tau} = \varphi|_{i=l} \leq \frac{1}{2}\pi, & \quad \min\{C_y^+\}|_{L^u} = C_y^+|_{\varphi=\varphi_{l\tau}}, \\ \varphi_{r\tau} = \varphi|_{i=r} > \frac{1}{2}\pi, & \quad \min\{C_y^+\}|_{R^u} = C_y^+|_{\varphi=\varphi_{r\tau}}, \end{aligned} \quad (30)$$

где $\min\{C_y^+\}|_{L^u}$ и $\min\{C_y^+\}|_{R^u}$ – минимально возможные значения постоянной C_y^+ , входящей в соотношения на абсциссе ((3) – (6)), выполняющиеся вдоль прямой, содержащей точку L^u и/или R^u . В случае, если L^u и R^u принадлежат к одной горизонтали, то из двух найденных значений $\min\{C_y^+\}|_{L^u}$ и $\min\{C_y^+\}|_{R^u}$ (для левой ($i=l$) и правой ($i=r$) границ исследуемой области среды) выберут большее.

На рис. 3 изображен случай, когда в точке R_2^{*u} достигается касание кривых соотношения на абсциссе (4) и условия трения (19), действующего на правой $i=r$ границе. Такой ситуации соответствует некоторое значение постоянной $C_y^+ = \min\{C_y^+\}|_{R^u}$. В отношении максимально возможного значения $\max\{C_y^+\}|_{R^u}$ постоянной C_y^+ мы пока никаких ограничений ввести не можем.

Состояние пластичности – как условие сводообразования в пластической среде. Ранее при постановке задачи [1] (рис. 1) мы предположили, что в объеме модельной среды $L^uUR^uR^dL^d$ может произойти сводообразование, что затруднит ее прохождение между ограждающими щитами. Поскольку конфигурация и положение фронта сводообразования (ФСО) LR пока не определено, то в дальнейшем выделим два его крайних положения (рис. 1): $L'R'$ – крайнее верхнее; $L''R''$ – крайнее нижнее. Т.е. в дальнейшем мы понимаем, что фактический ФСО LR лежит в интервале между линиями $L'R'$ и $L''R''$, а также может совпадать с одной из них.

Если линия LR фактического ФСО переместится выше кривой $L'R'$, то наша задача распадется на две других разных задачи в соответствии с тем, как одна область пластичности L^uUR^uRL разделится на две подобласти. В таком

случае среда будет проходить между щитами беспрепятственно и, следовательно, достигаются наилучшие условия для формирования валка.

Если же линия LR опустится ниже $L''R''$, то это будет означать, что ФСО уже не упирается в два ограждающих щита, а, значит, среда снова сможет проходить между ограждающими щитами относительно без задержек, т.е. опять таки складываются благоприятные условия для формирования валка.

Плохим для формирования валка является случай, когда линия LR лежит в интервале между линиями $L''R''$ и $L'R'$.

Поскольку линия LR является фактическим положением ФСО, то можно утверждать, что вдоль LR среда может отрываться от пребывающего в состоянии пластичности массива L^uUR^uRL , а это означает, что LR состоит из главных площадок, и на их поверхности отсутствуют какие-либо напряжения, а большее из главных нормальных напряжений σ_3 действует в массиве среды по касательной к LR . В общем для LR можно записать:

$$\sigma_1|_{LR}=0, \quad \sigma_3|_{LR}=2k, \quad s|_{LR}=k, \quad \tau|_{LR}=0, \quad (31)$$

Это обстоятельство будем использовать в дальнейшем.

Введем обозначения: $I_\tau|_{L^ruR^u}$ и $I_n|_{L^ruU^l}$ – интегральные значения касательных и нормальных напряжений, действующих, соответственно, в сечениях L^ruR^u и L^ruU^l . Заметим, что $I_\tau|_{L^ruR^u}$ имеет смысл только в том случае, когда линия ФСО LR полностью располагается ниже уровня горизонтали L^ruR^u . Предположим, это условие выполняется. В таком случае, для пребывающего в состоянии пластичности фрагмента среды $U^lUR^uL^ru$ справедливо условие равновесия проекций сил, действующих вдоль линию L^ruR^u :

$$I_n|_{L^ruU^l} = I_\tau|_{L^ruR^u} \cdot \quad (32)$$

Это равенство мы используем для расчета фактической конфигурации верхней свободной границы $L^uU^lUR^u$.

Физическая интерпретация соотношений, выполняющихся вдоль линий, параллельных оси ординат. В данном случае мы имеем ввиду соотношения на ординатах ((7) – (12)), в частности, выполняющихся вдоль вертикальной прямой L^ruU^l в случае, если последняя полностью располагается в области пластичности.

На рис. 4 представлена зависимость $y|_{x=\text{const}} = y(\varphi)$ (7) ординаты от величины угла φ при различных значениях постоянных величин, включая коэффициент пластичности k . В настоящий момент у нас нет оснований полагать, что представленная зависимость противоречит физическому смыслу решаемой задачи. Показанные на рис. 4 закономерности мы будем учитывать в дальнейшем, в частности, при анализе согласованности соотношений на ординате $s|_{x=\text{const}} = s(\varphi)$ (8) и (9) с соотношением на абсциссе $s|_{y=\text{const}} = s(\varphi)$ (4), графики которых приведены на рис. 5 (исходные данные приведены в табл. 1).

Семейство кривых № 3, 5, 7 и 9 соответствуют соотношению на ординате (9) и выполняются только в одной точке R'' . Из-за этого обстоятельства увидеть какие либо противоречия с физическим смыслом решаемой задачи не представляется возможным. Следовательно, на данный момент мы можем думать, что любая из перечисленных кривых при определенных условиях может оказаться адекватной реальному напряженному состоянию. Разумеется, крайний случай невесомой среды – не в счет. Он приведен для того, чтобы лучше понимать, как меняется ситуация в случае уменьшения веса среды.

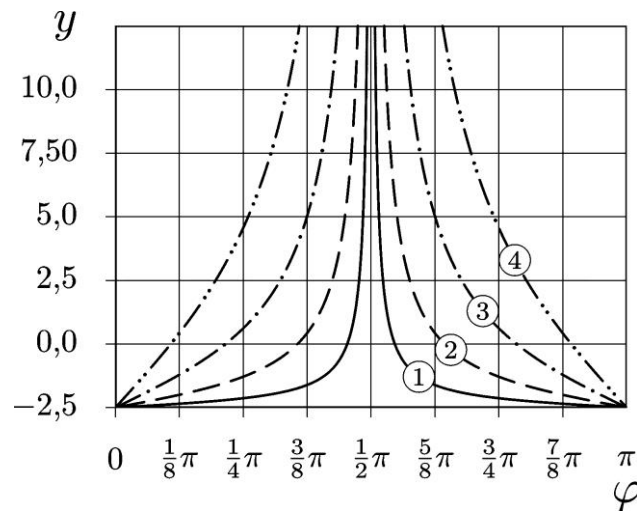


Рис. 4 – Зависимость $y|_{x=\text{const}} = y(\varphi)$ (7) ординаты от величины угла φ при $\tilde{C}_x = 1$ и $C_x^* = -2,5$, а также четырех значениях пластической постоянной: 1) $k = 0,5$; 2) $k = 1$; 3) $k = 2,0$; 4) $k = 4$

Заметим также, что между физическими размерами предельной области и удельным весом среды имеется нелинейная функциональная связь. Любые изменения физических размеров предельной области неизбежно приведут к изменению характера кривых № 2 – 9. Тем не менее, приведенные пучки кривых № 2, 4, 6 и 8, а также № 3, 5, 7 и 9 охватывают все возможные варианты.

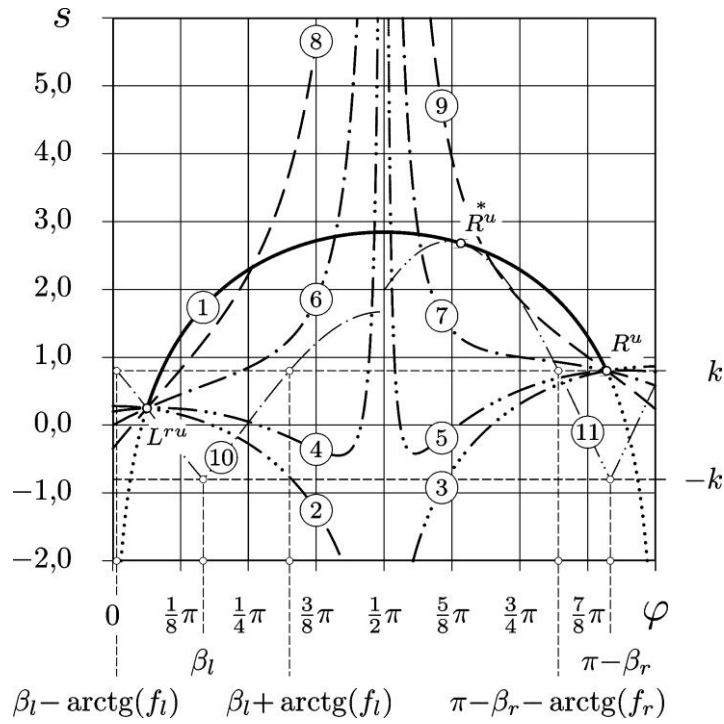


Рис. 5 – Граничные зависимости полусуммы s главных нормальных напряжений от величины угла φ , отвечающие: 1) соотношению на абсциссе (4); 2) – 9) соотношению на ординате (9) по две линии (четная и нечетная) для каждого из четырех значений удельного веса среды γ (исходные данные в табл. 1); 10) и 11) условию трения (19) на левой ($\beta_l = \frac{1}{6}\pi$, $f_l = \tan 0,5$) и правой ($\beta_r = \frac{1}{12}\pi$, $f_r = \tan 0,3$) границах области пластичности. Общие параметры: $x|_{L^ru} = 1$; $x|_{R^u} = -1$; $y|_{L^ruR^u} = 1$; $k = 0,8$; $C_y^+ = 2,843$; $C_y^* = 0$

Обратимся теперь к точке L^ru , через которую проходит пучок кривых № 2, 4, 6 и 8, отвечающих соотношению на ординате (9). Иллюстрируемые ими зависимости должны выполняться вдоль линии L^ruU^l (рис. 1). В соответствии с условием (13) $s|_{L^ruR^u} = k$, а, значит, на рис. 5 точка U^l должна лежать на линии $s = k$. При этом, с учетом закономерностей рис. 4, заключаем, что

$$\varphi|_{U^l} < \varphi|_{L^ru}. \quad (33)$$

Следовательно, на рис. 5 точка U^l должна располагаться выше и слева точки L^ru и к тому же они должны лежать на одной и той же кривой соотношения на ординате (9), подобной одной из кривых семейства № 2, 4, 6 и 8.

Из анализа семейства кривых № 2, 4, 6 и 8, а также кривой № 1 соотношения на абсциссе, можно сделать вывод, что если на рис. 5 точка U^l будет соответствовать условию $s|_{U^l} = k$, т.е. располагаться на линии $s = k$, то тогда точка L^ru переместится вдоль кривой № 1 выше. Такая ситуация не будет противоречить условиям трения на левой границе (19). При этом мы помним, что на рис. 5 кривая № 1 изображена в своем самом нижнем положении, т.е. в состоянии касания (точка R^{*u}) с условием трения (кривая № 11) на правой

границе 19), когда $C_y^+|_{L^u R^u}$ равно своему минимально возможному значению $\min\{C_y^+\}$.

Таблица 1 – Исходные данные для построения графиков линий №2 – 9 на рис. 5

| Номер линии | Обозначения и числовые значения постоянных величин | | | | | |
|----------------|--|---------------|---------|---------------|---------|------------|
| | γ | \tilde{C}_y | C^v | \tilde{C}_x | C_x^* | C_x^+ |
| 2 | 0 | 1,4925 | 1,351 | -1,0702 | 0,37047 | 0,28085 |
| 3 | 0 | 1,4925 | 1,351 | -0,48674 | 0,37047 | 0,86429 |
| 4 | 0,13 | 1,6225 | 1,221 | -1,0702 | 0,37047 | 0,19901 |
| 5 | 0,13 | 1,6225 | 1,221 | -0,48674 | 0,37047 | 0,78245 |
| 6 | 0,45 | 1,9425 | 0,90102 | -1,0702 | 0,37047 | -0,0024363 |
| 7 | 0,45 | 1,9425 | 0,90102 | -0,48674 | 0,37047 | 0,581 |
| 8 | 1,00 | 2,4925 | 0,35102 | -1,0702 | 0,37047 | -0,34868 |
| 9 | 1,00 | 2,4925 | 0,35102 | -0,48674 | 0,37047 | 0,23476 |

Выводы

1. Предварительный анализ соотношений на декартовых координатах, условий трения на левой и правой границах области пластичности (внутренних поверхностях ограждающих щитов), а также совокупности начальных условий показали принципиальную возможность согласования между собой величин входящих в них параметров.

2. Применительно к рассматриваемой задаче (рис. 1) установлено, что условия сводообразования (когда линия LR , совпадает с одной из линий $L'R'$ и $L''R''$ или располагается между ними) могут возникнуть только в том случае, когда условие на ординате $s|_{y=\text{const}} = s(\varphi)$ (8) или (9) имеет два локальных минимума, которые приходятся на интервал возможных значений $\varphi|_{y=\text{const}} \in]\varphi|_{L^u L^d}, \varphi|_{R^u R^d} [$.

Список использованных источников

1. Мельник В. И. Анализ граничных условий, возникающих на щитах валкообразователя органических удобрений / В. И. Мельник, А. А. Романашенко // Бюллетень научных работ. Выпуск 30 / Белгород: Издательство БелГСХА им. В. Я. Горина, 2012. – С. 182 – 192.
2. Мельник В. И. Предельное равновесие сплошных неупругих сред: [монография] / В. И. Мельник. – Харьков: Издательство КП Типография № 13, 2006. – 368 с.
3. Мельник В. И. Предельное равновесие связных и сыпучих сред: [монография] / В. И. Мельник. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012, – 357 с.

Анотація

УЗГОДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГОЛОВНИХ СПІВВІДНОШЕНЬ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ФОРМУВАННЯ ВАЛКА ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ

Мельник В.І., Романашенко О.А.

Передбачається, що масив органічних добрив в процесі формування валка перебуває в стані пластичності. Задача вирішується в плоскій постановці. Приведені основні рівняння запропонованої математичної моделі, граничні умови і обґрунтування методів узгодження параметрів, які увійшли до них.

Abstract

THE RECONCILIATION SETTINGS MAIN RATIOS MATHEMATICAL MODEL OF FELLING ORGANIC FERTILIZERS

V. Melnik, A. Romanashenko

It is assumed that an array of organic fertilizers in the formation of the roll is in a state of plasticity. The problem is solved into a plane formulation. Basic equations of the proposed mathematical model, the boundary conditions and justification of methods agree on the parameters that are included in them

ТЕХНОЛОГІЧНА ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА МАШИННИХ АГРЕГАТІВ ПРИ ВИКОНАННІ ОСНОВНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Зубко В.М., к.т.н.

Сумський національний аграрний університет

Стаття присвячена питанню підвищення реалізації біологічних можливостей рослини, шляхом ефективного використання сільськогосподарських машин, що має суттєвий вплив на рівень ефективності вирощування озимої пшениці.

Постановка проблеми у загальному вигляді.

Проблема полягає в тому, щоб вибрати раціональну с.-г. машину при проведенні основного обробітку ґрунту, яка має високу продуктивність, низьку собівартість та максимально забезпечує оптимальні умови для посіву, росту і розвитку озимої пшениці.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

В технології виробництва с.-г. культур механізація технологічних процесів займає особливе місце.

У наукових працях Погорілого Л.В., Натанзона І.Й., Фінна Е.А., Діденка М.К., Мельника І.І. 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 с.-г. культур з урахуванням різних критеріїв оптимізації, але дуже мало уваги приділено якості виконання механізованих технологічних операцій.

При цьому, дослідженнями кафедри землеробства ОрелДАУ встановлено, що, наприклад, якість проведення основного обробітку забезпечує приріст врожаю озимої пшениці до 60 %.

Сьогодні, як ніколи, є актуальним питання оновлення машинного парку господарств. За дослідженнями Я. М. Михайловича кількість дієздатних тракторів з 2003 року скоротилась на третину і сьогодні складає майже 100 тис. одиниць. Також встановлено, що наявні в господарствах с.-г. машини не мають оптимальних умов зберігання, що знижує їх строк експлуатації. Дослідженнями А. А. Демка встановлено, що кількість комбайнів не відповідає потребі, а наявні – гранично застарілі та спрацьовані, що веде до зниження врожаю під час збирання культур.

Від того, на скільки показники якості машинних агрегатів відповідатимуть вимогам с.-г. культур, буде залежати ефективність оновлення МТП, а отже і ефективність господарювання, вплив на екологію, і спадок майбутньому поколінню.

Формулювання мети статті.

Метою даної статті є представлення методики оцінки відповідності с.-г. машини оптимальним умовам для розвитку рослини і порівняння різних машинних агрегатів за техніко-економічними показниками.

Виклад основного матеріалу.

В умовах індустріалізації землеробства, впровадження нової техніки і інтенсивних технологій важливим резервом підвищення валового збору сільськогосподарських культур і зниження втрат продукції є поліпшення якості виконання механізованих польових робіт.

Кожний посівний матеріал с.-г. культури має свій показник максимальної біологічної врожайності. І якою б прогресивною не була технологія виробництва продукції рослинництва, збільшити врожайність за межі біологічної не представляється можливим. Тому доцільно вести мову виключно про досягнення максимальної біологічної врожайності культури.

Визначальним фактором при цьому є забезпечення «комфортних умов» під час росту і розвитку рослини. Це досягається шляхом створення оптимальної норми кожного показника, який забезпечує с.-г. машина (таблиця 1). Один і той же процес може характеризуватися декількома показниками. Так, якість дискування оцінюють по глибині, рівномірності глибини, вирівненості поверхні, ступеня закладення поживних залишків, бур'янів і добрив, відсутності огріхів, якості дискування поворотних смуг та країв поля і ін.

Проведений аналіз всіх показників, які є характерними для кожної механізованої технологічної операції основного обробітку ґрунту, встановлені ті, які найбільш суттєво впливають на збереження врожайності і проведено їх ранжування (показники представлені по мірі впливу на збереження врожайності та, відповідно до цього, їм присвоєні бали). Якість роботи оцінюють за десятибальною шкалою. В залежності від кількості набраних балів роботу оцінюють наступним чином: 8–9 балів – відмінно, 6–7 – добре, 4–5 – задовільно, 3 бали і нижче – незадовільно.

За результатами багаторічних досліджень інституту сільського господарства Північного Сходу, виконання механізованих технологічних операцій у відповідності з агрономогами дає збільшення валового збору врожаю, рівну надбавці, яку одержують від впровадження інтенсивних технологій. Це є досить актуальним для господарств, які орієнтуються на виробництво екологічно чистої продукції без застосування засобів захисту рослин і з обмеженим використанням мінеральних добрив.

Якість виконуваних польових робіт залежить від конструктивних особливостей с.-г. машини, її відповідності технологічній операції, регульовальних параметрів і технічного стану машини, а також від умов роботи: фізико-механічних властивостей ґрунту, рельєфу місцевості, густоти стояння рослин, мінливості якості роботи через різний технічний стан машини, а також умовами обробітку ґрунту на етапі попередніх операцій, показниками, обумовленими подальшими процесами обробки ґрунту.

По кожному показнику встановлюють допустиме відхилення (допуск). Для обґрунтування допусків використані експериментальні дані науково-дослідних установ та машино-випробувальних станцій.

В таблиці 1 наведені показники та норми визначення якості виконання механізованих технологічних операцій для вирощування озимої пшениці та шкала їх оцінки.

Таблиця 1 – Дані для визначення показника якості механізованих технологічних операцій основного обробітку

| № п\п | Операції | Показники | Норми | Бали |
|------------------------------------|-----------------------------|--|-------------|------|
| 1 | Дискування стерні | Відхилення середньої фактичної глибини обробки ґрунту від заданої, см | Не більше 1 | 3 |
| | | | Не більше 2 | 2 |
| | | | Більше 2 | 1 |
| | | Вирівнювання поверхні поля (середня висота гребенів), см | Не більше 3 | 3 |
| | | | Не більше 5 | 2 |
| | | | Більше 5 | 1 |
| Підрізання бур'янів, % | Відсутні | 3 | | |
| | Наявні | 1 | | |
| 2 | Внесення мінеральних добрив | Відхилення від заданої норми внесення, % | ±5 | 3 |
| | | | ±10 | 2 |
| | | | Більше 10 | 1 |
| | | Не рівномірність розподілення, % | ±15 | 3 |
| | | | ±25 | 2 |
| | | | Більше 25 | 0 |
| | | Перекриття стикових проходів, м | 5 | 3 |
| | | | 5-10 | 2 |
| | | | 10-15 | 1 |
| 3 | Оранка | Вирівнянність поверхні поля (довжина профілі перевищує довжину проєкції), см | Не більше 5 | 5 |
| | | | Не більше 7 | 2 |
| | | | Більше 7 | 1 |
| | | Відхилення фактичної глибини оранки від заданої см | ±1 | 3 |
| | | | ±2 | 2 |
| | | | Більше 2 | 1 |
| Гребнистість (висота гребенів), см | Поверхня злитна/ | 2 | | |
| | Не більше 7 | 1 | | |
| | | Більше 7 | 0 | |

Для проведення аналізу залежності техніко-експлуатаційних показників і показників якості машинних агрегатів від ґрунтово-кліматичних умов та умов господарства були задіяні сучасні трактори і сільськогосподарські машини, що використовуються під час вирощування та збирання озимої пшениці.

З метою наблизити розрахунки до реальних умов використовувалися дані по зоні Лісостепу України, для якої характерні довжина гону 800 м, відстань переїздів у межах господарства 5 км та відстань переїздів за межами господарства 20 км, врожайність озимої пшениці в межах 40 ц/га.

При проведенні розрахунків була досліджена робота машинних агрегатів, які склалися з енергетичних засобів та сільськогосподарських машин відповідно до технологічних операції основного обробітку ґрунту. В таблиці 2 приведені результати дослідження техніко-економічних показників та показників якості сільськогосподарських машин, які сьогодні найчастіше використовуються господарствами при вирощуванні озимої пшениці.

Дискування стерні.

Дискування – це обробка верхнього шару ґрунту дисковими знаряддями (дисковими боронами, лушпильниками і ін.).

Таблиця 2 - Результати визначення показників якості машинних агрегатів при виконанні механізованих технологічних операцій виробництві озимої пшениці

| № п/п | Технологічна операція | Сільськогосподарські машини | Якість роботи машини | Показник | Бал | Оцінка |
|-------|--------------------------------------|--|---|-----------|-----|--------|
| 1 | Дискування стерні | Борона дискова БД-1,8 | Відхилення від глибини обробки, см | 0,05-0,21 | 3 | 7 |
| | | | Підрізання бур'янів, % | 100 | 3 | |
| | | | Гребнистість поля, см | 5,3-4,4 | 1 | |
| 1 | Борона дискова важка БДГ-720 | Борона дискова БДК-4,0 "Дискокаг" | Відхилення від глибини обробки, см | 1,89-3,3 | 1 | 4 |
| | | | Підрізання бур'янів, % | 94,5 | 1 | |
| | | | Гребнистість поля, см | 3,4-4,48 | 2 | |
| | | | Відхилення від глибини обробки, см | 1,6-2,0 | 2 | |
| | | | Підрізання бур'янів, % | 100 | 3 | |
| | | | Гребнистість поля, см | 3,0 | 3 | |
| 2 | Внесення мінеральних добрив | Розкидач мінеральних добрив РУ-500 | Відхилення від дози внесення, % | 2,8 | 3 | 9 |
| | | | Нерівномірність внесення добрив, % | 9,8-25 | 3 | |
| | | | Перекриття стиків, % | 3,5 | 3 | |
| | | | Відхилення від дози внесення, % | 2,6 | 3 | |
| | | | Нерівномірність внесення добрив, % | 3,1-13,3 | 3 | |
| | | | Перекриття стиків, % | 6,3 | 2 | |
| 3 | Оранка | ПЛУГ ПЛН-5-35 К | Відхилення від дози внесення, % | 5,8 | 2 | 7 |
| | | | Нерівномірність внесення добрив, % | 19,6 | 3 | |
| | | | Перекриття стиків, % | 6,7 | 2 | |
| | | | Відхилення від глибини обробки, см | 3,0 | 3 | |
| | | | Закладення рослинних рештків, бур'янів, добрив, % | 100 | 2 | |
| | | | Гребнистість поля, см | 2,0-2,5 | 1 | |
| 3 | Плуг універсальний навісний ПНУ-5-35 | Плуг п'ятикорпусний навісний ПЛН 5-35У | Відхилення від глибини обробки, см | 1,05 | 4 | 7 |
| | | | Закладення рослинних рештків, бур'янів, добрив, % | 95,2 | 2 | |
| | | | Гребнистість поля, см | 6,4-7,1 | 1 | |
| | | | Відхилення від глибини обробки, см | 2,0 | 3 | |
| | | | Закладення рослинних рештків, бур'янів, добрив, % | 98,9-99,2 | 2 | |
| | | | Гребнистість поля, см | 3,8-4,6 | 1 | |

Якість робіт оцінюють по рівномірності глибини, мірі обробки ґрунту, відсутності огріхів, терміну виконання.

Таблиця 3 – Техніко-економічні та якісні показники машинних агрегатів при дискуванні стерні

| Машинні агрегати | Витрата палива, кг/га(т,ткм) | Собівартість, грн./га(т,ткм) | Затрати робочого часу, год/га(т,ткм) | Продуктивність агрегату, га(т,ткм)/год | Показник якості роботи |
|-----------------------|------------------------------|------------------------------|--------------------------------------|--|------------------------|
| МТЗ-100+ БД-1,8 | 9,7 | 205,56 | 1,111 | 0,9 | 7 |
| К-701+ БДТ-720 | 6,4 | 142,15 | 0,208 | 4,81 | 4 |
| К-701+ БДК-4,0 | 9,54 | 194,34 | 0,308 | 3,24 | 8 |
| JohnDeer 6830+БД-1,8 | 8,88 | 358,64 | 1,076 | 0,93 | 7 |
| Білорус 1021+БД-1,8 | 8,74 | 206,67 | 1,093 | 0,92 | 7 |
| JohnDeer 8230+БДТ-720 | 4,74 | 162,38 | 0,206 | 4,86 | 4 |
| Білорус 3022+БДТ-720 | 6,43 | 186,83 | 0,208 | 4,82 | 4 |
| JohnDeer 8230+БДК-4,0 | 7,05 | 224,11 | 0,305 | 3,28 | 8 |
| Білорус 3022+БДК-4,0 | 9,61 | 260,84 | 0,308 | 3,25 | 8 |

Порівнюючи машинні агрегати за продуктивністю (табл. 3) бачимо, що максимальну продуктивність має машинний агрегат John Deer 8230+БДТ-720, крім цього у нього низька собівартість та мала витрата палива, але його показник якості найнижчий серед запропонованих. Тому найоптимальнішим агрегатом можна вважати агрегат К-701+БДК-4,0 прямі експлуатаційні затрати та витрата палива в нього хоч і не найнижчі, але показник якості максимальний.

Відмінність у продуктивності машинних агрегатів є наслідком різної ширини захвата сільськогосподарської машини. Що ж до розбіжності показників витрати палива, то вона пояснюється потужністю та економічністю двигуна енергетичної машини. Прямі експлуатаційні витрати показують, наскільки ефективно використовується машинний агрегат в залежності від його вартості. Показник якості дає змогу оцінити машинний агрегат на предмет дотримання оптимальних умов для росту і розвитку рослини.

Внесення мінеральних добрив.

Мінеральні добрива – вироби однієї з галузей хімічної промисловості, що містять поживні елементи, потрібні для сільського господарства.

Таблиця 4 – Техніко-економічні та якісні показники машинних агрегатів при внесенні мінеральних добрив

| Машинні агрегати | Витрата палива, кг/га(т,ткм) | Собівартість, грн./га(т,ткм) | Затрати робочого часу, год/га(т,ткм) | Продуктивність агрегату, га(т,ткм)/год | Показник якості роботи |
|-----------------------|------------------------------|------------------------------|--------------------------------------|--|------------------------|
| МТЗ-82+ РУ-500 | 1,45 | 25,69 | 0,278 | 7,19 | 9 |
| МТЗ-82+ ЗА-Х 902 | 1,36 | 36,67 | 0,304 | 6,57 | 7 |
| Білорус 892+ РУ-500 | 1,37 | 25,07 | 0,276 | 7,26 | 9 |
| Білорус 892+ ЗА-Х 902 | 1,74 | 40,99 | 0,302 | 6,63 | 7 |
| ЮМЗ-6АКЛ+РУ-500 | 1,37 | 24,52 | 0,279 | 7,18 | 9 |
| ЮМЗ-АКЛ+ ЗА-Х 902 | 1,67 | 39,66 | 0,305 | 6,56 | 7 |
| Т-150К-05+ D 076 | 2,28 | 46,72 | 0,289 | 6,93 | 8 |
| ХТЗ-17021+ D 076 | 2,13 | 46,69 | 0,295 | 6,77 | 8 |
| Білорус 2022+ D 076 | 2,49 | 65,06 | 0,285 | 7,02 | 8 |
| John Deer 7530+D 076 | 1,88 | 65,78 | 0,281 | 7,12 | 8 |

З аналізу табл. 4 бачимо, що за показниками собівартості виконання технологічних операцій найкращими є агрегати з РУ-500, при цьому і продуктивність найнижчою назвати не можемо.

Розглянемо машини по найбільшій продуктивності і найвищому показнику якості це: Білорус 892 РУ-500 та МТЗ-82 РУ-500, ми бачимо що МТЗ-82 РУ-500 має більші прямі експлуатаційні витрати та витрату палива.

Оптимальним машинним агрегатом для транспортування та внесення мінеральних добрив є Білорус 892 РУ-500, що має показник якості 9.

Оранка.

Оранка – це обробіток ґрунту плугом, під час якого він подрібнюється, розпушується та перевертається.

Якщо звертати увагу лише на витрати палива, то най більш економним є машинний агрегат John Deer 7530+ПЛН-5-35К, собівартість найнижча у агрегату Т-150К-05+ПЛН-5-35К, але його продуктивність значно поступається іншим агрегатам. Отже оптимальним є Білорус 2022+ПНУ-5-35, в нього найвищий показник якості, а також цілком прийнятні собівартість та витрата палива при високій продуктивності.

Таблиця 5 – Техніко-економічні та якісні показники машинних агрегатів на оранці

| Машинні агрегати | Витрата палива, кг/га(т,ткм) | Собівартість, грн./га(т,ткм) | Затрати робочого часу, год/га(т,ткм) | Продуктивність агрегату, га(т,ткм)/год | Показник якості роботи |
|---------------------------|------------------------------|------------------------------|--------------------------------------|--|------------------------|
| Т-150К-05+ ПЛН-5-35К | 20,24 | 332,3 | 0,968 | 1,03 | 6 |
| Т-150К-05+ ПЛН-5-35У | 20,35 | 342,2 | 0,988 | 1,01 | 6 |
| Т-150К-05+ ПНУ-5-35 | 20,54 | 351,18 | 0,965 | 1,04 | 7 |
| ХТЗ-17021+ ПЛН-5-35К | 20,2 | 340,1 | 0,981 | 1,02 | 6 |
| ХТЗ-17021+ ПЛН-5-35У | 20,28 | 350,00 | 1,002 | 1,00 | 6 |
| ХТЗ-17021+ ПНУ-5-35 | 20,52 | 359,35 | 0,977 | 1,02 | 7 |
| Білорус 2022+ ПЛН-5-35К | 20,35 | 441,92 | 0,956 | 1,05 | 6 |
| Білорус 2022+ ПЛН-5-35У | 20,57 | 455,14 | 0,976 | 1,02 | 6 |
| Білорус 2022+ ПНУ-5-35 | 20,53 | 458,97 | 0,952 | 1,05 | 7 |
| John Deer 7530+ ПЛН-5-35К | 16,13 | 446,51 | 0,946 | 1,06 | 6 |

Висновки

При аналізі технологічних операцій нами були підібрані і проаналізовані сільськогосподарські машини для кожної технологічної операції основного обробітку ґрунту. Був проведений аналіз показників якості роботи відповідних агрегатів та зроблена економічна та технологічна порівняльна оцінка.

До кожної сільськогосподарської машини були підібрані енергетичні машини різних виробників. Це дало змогу провести аналіз техніко-експлуатаційних показників кожної сільськогосподарської машини при роботі з різними енергетичними машинами. Результати аналізу показали, що при різній собівартості машинних агрегатів вони можуть забезпечувати добрий рівень продуктивності і якості роботи.

Так як машинний парк потребує постійного технічного та технологічного оновлення - результати аналізу можуть бути використанні пересічними товаровиробниками під час вибору раціональних машинних агрегатів під конкретну потребу сільгосппідприємства.

Список використаних джерел

1. Погорельый Л. В. Применение методов системного анализа при испытаниях сельскохозяйственной техники / Л. В. Погорельый, В. В. Брей //Обзорная информация.–М.: ЦНИИТЭИ В/О“Сельхозтехника”,1976.–68с.
2. 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.
3. 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.
 4. 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.
 5. 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.
 6. 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.
 7. Михайлович Я., Рубець А. Кого турбує стан парку тракторів // Пропозиція. – 2010. – № 1. – С. 102 – 107.
 8. Демко А., Демко О. Ефективність використання мобільної сільгосптехніки // Пропозиція. – 2009. – № 7. – С. 108 – 111.
 9. <http://www.agrotechnika-ukr.com.ua>
 10. <http://sistemamis.ru/protocols>
 11. <http://altmis.ru>
 12. <http://kirovamis.ru>

Аннотация

ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА МАШИННОГО АГРЕГАТА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ОСНОВНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

Зубко В.М.

Статья посвящена вопросу повышения реализации биологических возможностей растения, путем эффективного использования сельскохозяйственных машин, оказывает существенное влияние на уровень эффективности выращивания озимой пшеницы.

Abstract

THE TECHNOLOGY AND TECHNO-ECONOMIC EVALUATION OF MACHINE AGGREGATE WITH VİPOLNENYY COMMUNITY MONITOR SOIL

V. Zubko

The article is dedicated to enhancing the implementation of the biological features plants by effective use agricultural machinery, which has a significant impact on the efficiency of winter wheat cultivation.

ВЕРОЯТНОСТНО-СТАТИСТИЧЕСКИЕ ОЦЕНКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ АГРЕГАТА ДЛЯ СПЛОШНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

Чигрин А.Г., к.т.н., Чигрина С.А., инж.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

В статье приведен анализ энергетических показателей работы агрегата для сплошной обработки почвы.

Изменение условий работы МТА во времени и пространстве существенно влияют на величину сопротивления машин, характер его изменчивости. Фактически, значения рабочих сопротивлений, зависящие от многих переменных факторов, часть из которых изменяется по случайным законам, не остаются постоянными и непрерывно колеблются. От изменчивости рабочего сопротивления машин существенно зависят показатели работы двигателя трактора. Чтобы учесть случайные факторы при обосновании оптимальных режимов работы тракторов в процессе выполнения технологических операций, необходимо установить вероятностно-статистические оценки энергетических показателей. В связи с этим важно определить основные числовые характеристики рабочего сопротивления как случайной величины (\bar{R}_a), плотность распределения вероятностей тягового сопротивления $f(R_a)$ и момента сопротивления на валу двигателя $f(M_c)$.

При установлении вероятностно-статистических оценок выходных параметров тракторов применяется метод функций случайных аргументов [2].

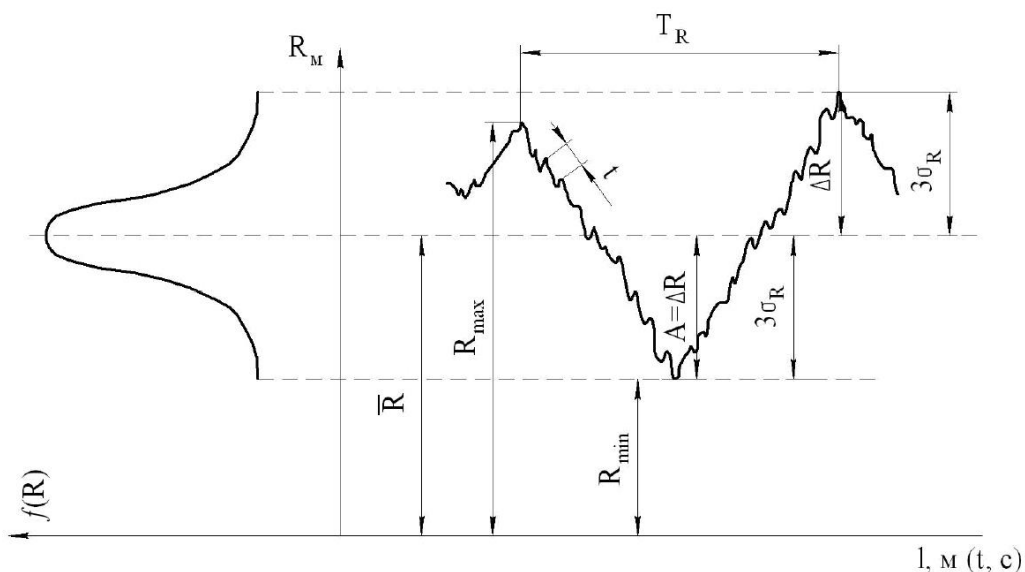


Рис. 1 – Изменение рабочего сопротивления (R_m) рабочих органов машин в процессе выполнения технологической операции

Для оценки случайного, стохастического характера изменения сопротивления применяют следующие показатели: среднее значение (\bar{R}); степень неравномерности колебаний (δ_R); коэффициент возрастания сопротивлений (K_R); среднее квадратическое отклонение (σ_R); коэффициент вариации (ν_R) [2].

Наиболее полной характеристикой в данном плане является плотность распределения вероятностей сопротивлений рабочих машин, которая с достаточной точностью описывается, как правило, нормальным законом.

$$f(R) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-(R_i - \bar{R})^2 / 2\sigma^2}. \quad (1)$$

Из перечисленных показателей наиболее распространены для практических целей степень неравномерности колебаний сопротивления (δ_R) и коэффициент возрастания сопротивлений (K_R), используемые при выборе допускаемой загрузки трактора по усилию на крюке, а его двигателя по мощности или крутящему моменту.

Значения степени неравномерности сопротивлений (δ_R) следующие:

- при вспашке по стерне сухих легких почв или средних почв нормальной влажности – 0,5...0,6;
- при вспашке по стерне сухих тяжелых почв – 0,7...1,2;
- при культивации стрелчатыми лапами – 0,3...0,8;
- при посеве сеялкой с дисковыми сошниками – 0,2...0,6. [3]

Как показали результаты экспериментальных исследований, для заданных конкретных условий использования, в частности агрегата для сплошной обработки почвы, существенное влияние на показатели изменчивости тягового сопротивления (\bar{R}_a) оказывает величина рабочей скорости.

$$\bar{R}_a = 0,55 \cdot \bar{V}_p + \bar{R}_{a0}. \quad (2)$$

С ее увеличением значимо изменяются величина среднее квадратического отклонения тягового сопротивления сельскохозяйственных машин и функция плотности распределения сопротивления $f(R_a)$ (рис. 2).

Если рассмотреть диаграмму тягового сопротивления машины (рис.1), то можно выделить составляющие с большим периодом (T) и большой амплитудой ($A = \Delta R$) колебаний – низкочастотные колебания, и составляющие с малым периодом (t) и небольшой амплитудой колебаний (Δr) – высокочастотные колебания. Высокочастотные колебания сопротивлений ($T_r \leq 1 \dots 2$ с), как правило, преодолеваются инерцией масс машины и на показатели работы агрегата мало влияют; низкочастотные колебания ($T_r > 1 \dots 2$ с) оказывают значительное по величине влияние и на энергетические и на технико-экономические показатели работы МТА [3].

При работе агрегата значимые по величине колебания тягового сопротивления машин формируют (через трансмиссию трактора) соответствующие колебания момента сопротивления (\bar{M}_c) на валу двигателя.

Существенное влияние на показатели изменчивости момента сопротивления оказывает величина рабочей скорости.

$$\overline{M_c} = 0,61 \cdot \overline{V_p} \quad (3)$$

С ее увеличением изменяется плотность распределения вероятностей момента сопротивления на валу двигателя $f(M_c)$ агрегата (рис.3). Это ухудшает его работу, снижает мощностные показатели, что в свою очередь вызывает колебания крутящего момента двигателя ($M_{\partial\partial}$), уменьшает величину движущей агрегат силы. В результате этого происходят колебания величины усилия на крюке (рис.1).

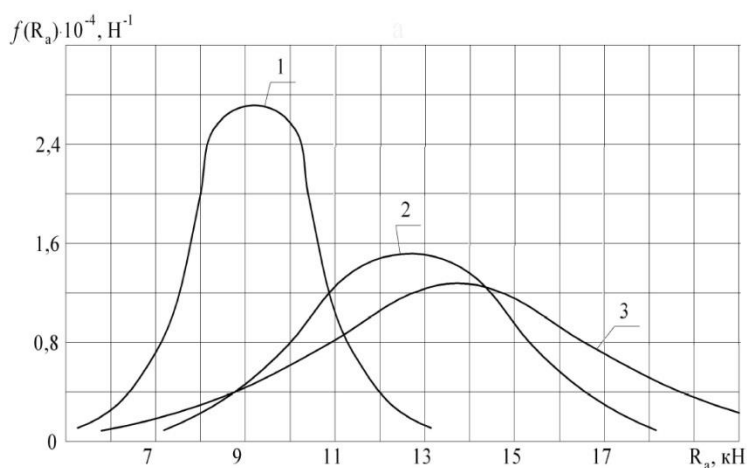


Рис. 2 – Плотность распределения вероятностей тягового сопротивления $f(R_a)$ агрегата для сплошной обработки почвы (Т-150+КПШ-5) при рабочей скорости V_p , км/ч: 1 – 1,6; 2 – 2,5; 3 – 4,5

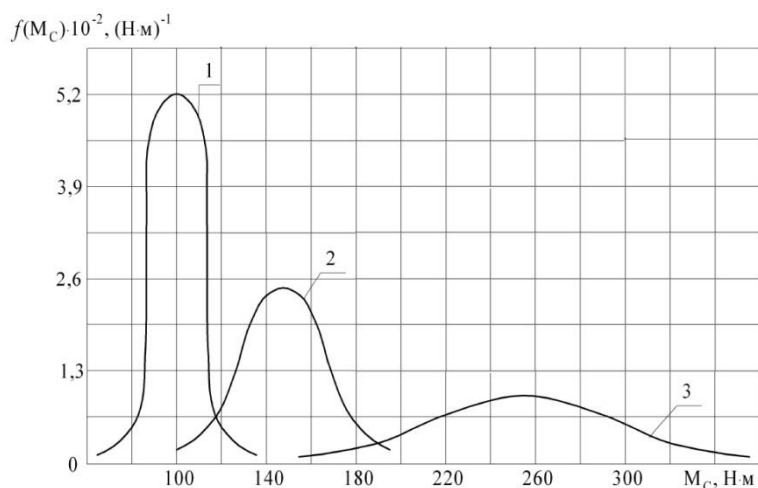


Рис. 3 – Плотность распределения вероятностей момента сопротивления на валу двигателя $f(M_c)$ агрегата для сплошной обработки почвы (Т-150+КПШ-5) при рабочей скорости V_p , км/ч: 1 – 1,6; 2 – 2,5; 3 – 4,5

Знание рассмотренных закономерностей изменчивости рабочих сопротивлений машин в различных условиях эксплуатации позволяет еще при комплектовании агрегатов правильно выбрать их состав и назначить рациональные режимы использования.

Список использованных источников

1. Агеев Л.Е. Эксплуатация энергонасыщенных тракторов. [Текст] // Л.Е.Агеев, С.Х.Бахриев М.: Агропромиздат, 1991. – 271 с.
2. Александров И.К. Энергетический анализ машинных агрегатов. [Текст] // Техника в сельском хозяйстве, 1994. - № 3. –С.2-4.
3. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка. [Текст] // С.А.Иофинов, Г.П.Лышко. - М.: Колос, 1984. – 350 с.

Анотація

ЙМОВІРНО-СТАТИСТИЧНІ ОЦІНКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ АГРЕГАТУ ДЛЯ СУЦІЛЬНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Чигрин А.Г., Чигрина С.А.

В статті приведено аналіз енергетичних показників роботи агрегату для суцільного обробітку ґрунту.

Abstract

PROBABILISTIC AND STATISTICAL EVALUATION OF THE ENERGY INDICATORS OF UNIT FOR CONTINUOUS TILLAGE

A. Chygryn, S. Chygryna

The article analyzes the energy performance of the unit for continuous processing of soil

УДК 631.348

ПРИМЕНЕНИЕ ТРЕХМЕРНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПОСЕВА ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР ДЛЯ ОЦЕНКИ ПОТЕРЬ УРОЖАЯ

Мельник В.И., д.т.н.,

Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Мохамед, аспирант

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Предлагаемая трехмерная математическая модель посева пропашных культур позволяет получать объемные координаты положения семян под слоем почвы и, благодаря этому, моделировать максимально возможную степень реализации биопотенциала растений в зависимости от параметров и показателей качества семян, а также процесса высева и заделки их под слоем почвы.

Актуальность. Формирование агротребований к показателям качества выполнения полевых технологических операций – весьма сложный вопрос. С

одной стороны, чем выше качество работ, тем лучше результат, а с другой – всегда есть некоторый предел, после достижения которого прирост качества осуществления технологических операций не будет окупаться взаимосвязанным ростом качества и количества урожая. Ситуация на рынке сейчас меняется с каждым днем, подобно природно-климатическим условиям, и поэтому жестко сформулировать такие агротребования не представляется возможным. В этой связи, существовавшие в СССР и применяющиеся на уровне закона агротребования постепенно утратили свою актуальность [1].

В качестве альтернативы Ковтун Ю.И. предложил сформулировать, и затем использовать, агроусловия (в оригинале, на украинском языке «агроумови») [1]. В соответствии с названием, акцент переносился с формулировки требований к показателям качества работы на требования к условиям, в которых должна быть способной работать сельскохозяйственная техника. Что касается показателей качества результатов работы, то тут вопрос становился открытым, т.е. «чем выше, тем лучше». В итоге проблема поиска экономически обоснованного предела увеличения показателей качества выполняемых работ свою актуальность не утратила.

Кроме того, Ковтун Ю.И. показал, что ущерб урожаю от снижения качества выполняемых полевых работ зависит от того, какие это работы. Он ранжировал их по значимости и ввел понятие коэффициента реализации биопотенциала η (КРБП) [2]. Это мультипликативный [3] по своей природе показатель

$$\eta = \prod_{i=1}^n \eta_i, \quad \eta_i \in [0,1], \quad 0 \leq \eta \leq 1, \quad (1)$$

который в идеале может достичь единицы.

Эффективность применения КРБП позволяет, во-первых, освободиться от необходимости оперировать абсолютными цифрами урожая, который, как известно, может зависеть от многих, не подвластных человеку, факторов, а, во-вторых, показать, что если на одной операции потерял часть урожая, то в дальнейшем уже не догонишь. Посев – ключевая операция, а, значит, и ресурсы должны быть направлены в первую на нее. Известно ведь: «не посеешь – не пожнешь».

Постановка проблемы. С учетом приведенного, возникает потребность в разработке математической модели посева (ММП), которая помогла бы помочь проследить и проанализировать цепочку взаимосвязей: качество посевного материала, параметры и качество посева, КРБП.

Анализ последних исследований. В предыдущих работах автора [4, 5] предложена плоская ММП пропашных культур, основанная на применении метода Монте-Карло.

В соответствии с ней, в декартовой системе координат $Oxuz$, проекция траектории рядка посева на горизонтальную плоскость представлена в виде трех гармоник:

$$y(x) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^3 A_k^{(y)} \sin\left(\frac{2\pi}{L_k^{(y)}} x + \phi_k^{(y)}\right) + y_0, \quad (2)$$

где $A_k^{(y)}$, $L_k^{(y)}$ и $\phi_k^{(y)}$ – амплитуда, длина волны и начальная фаза k -той ($k = 1, 2, 3$) гармоники;

x – текущее значение абсциссы;

y_0 – константа, которая необходима для смещения кривой $y(x)$ оси ряда в положительную область. Первая гармоника принадлежит колебаниям трактора, вторая – колебаниям сеялки, а третья – горизонтальным колебаниям сошников.

Выражение (2) моделирует отклонение линии сошника по горизонтали, т.е. в направлении оси Oy . Именно этим объясняется появление соответствующего верхнего индекса «(y)».

Описанная ММП [5] позволяет получить координаты (x_i, y_i) высеянных и давших всходы семян, где номер i -того (текущего) семени (растения) определяется рядом

$$i = 1, 2, \dots, N_r, \quad N_r = \sum_{i=1}^{n_p} \sum_{j=1}^{n_s} n_{ij}, \quad (3)$$

где: N_r – общее количество давших всходы семян;

n_p – количество моделируемых проходов сеялки (как минимум $n_p = 2$, т.е. прямой и обратный проход);

n_s – количество сошников сеялки, которое определяется ее конструкцией;

n_{ij} – количество давших всходы семян, приходящихся на учетный участок, i -того прохода и j -того сошника.

Кроме трех гармоник, описанная ММП учитывает заданную величину идеальной дистанции между растениями (a), продольное перемещение семян (τ_i) относительно меток идеального высева, горизонтальный рассев семян (r_i) относительно линии хода сошника, вероятность высева P_1 , вероятность высева двойников P_2 и вероятность появления всходов (всхожесть) семян P_3 .

Моделирование вероятностного характера глубины заделки семян (h_i), описанная ММП [5] не предполагает. Кроме того, она не имеет никаких механизмов моделирования связей между перечисленными параметрами и КРБП каждого из реализовавшихся растений.

В работе [6], наоборот, имеются графические данные по взаимосвязи между глубиной заделки семян и КРБП, но нет никаких моделей, которые могли бы связать вероятностный характер глубины заделки семян с результирующим КРБП посева в целом.

Целью настоящих исследований является разработка трехмерной

версии ММП пропашных культур, которая позволяла бы связать между собой все перечисленные выше параметры с КРБП каждого реализовавшегося растения в отдельности и посева в целом.

Решение поставленной задачи. Чтобы смоделировать вероятностный характер распределения семян пропашных культур по глубине, предлагается дополнить уже упоминавшуюся выше ММП выражением для расчета третьей координаты z линии хода сошника:

$$z(x) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^3 A_k^{(z)} \sin\left(\frac{2\pi}{L_k^{(z)}} x + \phi_k^{(z)}\right) + z_0, \quad (4)$$

где $A_k^{(z)}$, $L_k^{(z)}$ и $\phi_k^{(z)}$ – амплитуда, длина волны и начальная фаза k -той ($k = 1, 2, 3$) гармоники;

x – текущее значение абсциссы;

z_0 – константа, которая обозначает заданную величину глубины хода сошника. Все гармоники представляют колебания в продольно-вертикальной плоскости Oxy . Как ранее, первая гармоника принадлежит колебаниям трактора, вторая – колебаниям сеялки, а третья – вертикальным колебаниям сошников. Все эти гармоники, в основном, обусловлены неровностями поверхности поля.

Разумеется, отклонение глубины заделки семян от заданного значения z_0 обуславливается не только неравномерностью глубины хода сошника. Есть еще случайная составляющая h_i отклонения каждого i -того семени от линии хода сошника. Такую составляющую моделируют применением генератора нормально распределенных псевдослучайных чисел (ПСЧ), как это сделано в работе [5]. Чтобы получить h_i , соответствующее заданному отличному от единицы среднеквадратическому отклонению σ_h следует воспользоваться формулой:

$$h_i = \sigma_h \Delta_i, \quad (5)$$

где Δ_i – нормально распределенное ПСЧ, рассчитанное для нулевого математического ожидания и единичной дисперсии. Правила работы генераторов нормально распределенных ПСЧ описывать не будем, а отошлем к работам [5, 7, 8].

С учетом выражений (4) и (5) результирующее положение i -того семени по глубине заделки определяется выражением

$$z_i(x_i) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^3 A_k^{(z)} \sin\left(\frac{2\pi}{L_k^{(z)}} x_i + \phi_k^{(z)}\right) + z_0 + \sigma_h \Delta_i. \quad (6)$$

Теперь можно воспользовавшись описанной выше методикой и,

применив выражение (6), сгенерировать множество из N_r чисел глубины заделки, давших всходы семян. Но, прежде изучим распределение по глубине, давших всходы семян подсолнечника, на опытном поле (посев 2012-го года) Учебно-научного института механотроники и систем менеджмента (УНИ МСМ) Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенка (ХНТУСГ).

Из-за специфики сложившихся хозяйственных условий посев выполнялся на запущенных, плохо выровненных полях, и старой, не поддающейся наладке, сеялкой СУПН-6А в агрегате с трактором МТЗ-80.

Глубину заделки семени z_i определяли по истечении первой недели, после появления всходов, измерением длины этилированной части растений.

Результаты статистической обработки полученных данных представлены на гистограмме (рис. 1): $\bar{z} = 50,36$ мм – математическое ожидание глубины заделки давших всходы семян; $\sigma_z = 12,27$ – результирующее среднеквадратическое отклонение; $\omega^2 = 1,68$ – критерий фон-Мизеса [9], рассчитанной для проверки согласия экспериментального распределения с нормальным законом при доверительной вероятности 0,90. Из рис. 1, с учетом значения критерия $\omega^2 = 1,68$, следует, что фактическое распределение является нормальным. Заметим, что σ_z по своей сути не совпадает со среднеквадратическим отклонением σ_h , поскольку, первое относится к распределению глубин заделки давших всходы семян, а второе, к отклонению семян по глубина от линии хода сошника, а та, в свою очередь совершает колебания в соответствии с законом (4).

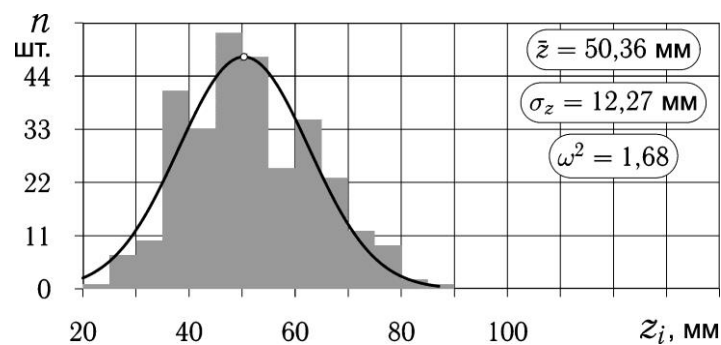


Рис. 1 – Распределение глубин заделки z_i давших всходы семян подсолнечника

Для исследования причин, по которым фактическое распределение по глубине давших всходы семян подчиняется нормальному закону, использовали описанную выше ММП.

В первом случае (рис. 2А) последовательность z_1, z_2, \dots, z_{N_r} сгенерировали при условии идеального распределения семян вдоль оси рядка с интервалом $a = 250$ мм и вертикальных колебаниях хода сошников $z = z(x)$, состоящих только из одной гармонике (6), с амплитудой $A_1^{(z)} = 1$ см, длиной волны $L_1^{(z)} =$

4 м и переменной начальной фазой $\phi_1^{(z)} \in [0, \pi]$, которая изменялась и назначалась отдельно для каждого рядка и прохода сеялки псевдослучайным образом.

Как видим полученное распределение, во-первых, не соответствует экспериментальному, а, во-вторых, не подчинено нормальному закону.

Диаметрально противоположные выводы следуют из анализа второго случая (рис. 2В), когда в ММП задействовали:

А) расчет параметров трех гармоник горизонтальных колебаний линии движения сошника –

$$A_1^{(y)} = 800R_{A1}^{(y)}, \quad A_2^{(y)} = 100R_{A2}^{(y)}, \quad A_3^{(y)} = 10 + 50R_{A3}^{(y)}, \quad (\text{мм}) \quad (7)$$

$$L_1^{(y)} = 10^4(10 + 15R_{L1}^{(y)}), \quad L_2^{(y)} = 10^3(17 + 13R_{L2}^{(y)}), \quad L_3^{(y)} = 10^3(4 + 8R_{L3}^{(y)}), \quad (\text{мм}) \quad (8)$$

$$\phi_k^{(y)} = 2\pi R_{\phi k}^{(y)}, \quad (k = 1, 2, 3) \quad (\text{рад.}) \quad (9)$$

где $R_{jk}^{(y)} \in [0, 1]$, $(j = 1, 2, 3), (k = 1, 2, 3)$ – равномерно распределенные ПСЧ из независимых последовательностей;

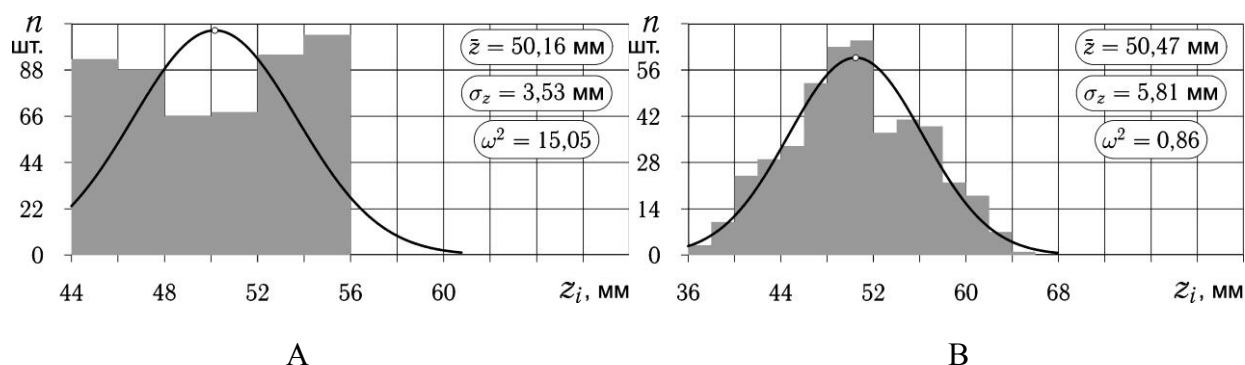


Рис. 2 – Распределения глубин заделки z_i давших всходы семян, полученные методом математического моделирования: А – идеализированный вариант; В – псевдореалистичный вариант

Б) расчет параметров трех гармоник вертикальных колебаний линии движения сошника –

$$A_1^{(z)} = 7(1 + R_{A1}^{(z)}), \quad A_2^{(z)} = 5(1 + R_{A2}^{(z)}), \quad A_3^{(z)} = 2(1 + R_{A3}^{(z)}), \quad (\text{мм}) \quad (10)$$

$$L_1^{(z)} = 10^3(4 + 10R_{L1}^{(z)}), \quad L_2^{(z)} = 10^3(4 + 5R_{L2}^{(z)}), \quad L_3^{(z)} = 10^3(4 + 2R_{L3}^{(z)}), \quad (\text{мм}) \quad (11)$$

$$\phi_k^{(z)} = \pi R_{\phi k}^{(z)}, \quad (k = 1, 2, 3) \quad (\text{рад.}) \quad (12)$$

где $R_{jk}^{(z)} \in [0, 1]$, $(j = 1, 2, 3), (k = 1, 2, 3)$ – равномерно распределенные ПСЧ из независимых последовательностей;

В) вероятности $P_1 = 0,8$, $P_1 = 0,2$ и $P_1 = 0,9$ – высева, появления двойника и появления всхода, соответственно;

Г) параметры распределения растений вдоль и поперек оси рядка,

измеряемые вдоль оси Ox расстояние между метками идеального высева (МИВ) $a = 250$ мм и среднеквадратическое отклонение растений относительно МИВ $\sigma_x = 40$ мм; измеряемые вдоль осей Oy и Oz среднеквадратические отклонения растений относительно оси рядка σ_y и σ_z равные 5 и 2 мм, соответственно.

Из сравнения рис. 1 и 2В видно, что фактическое и полученное с помощью ММП распределения растений по глубине качественно совпадают, а, значит, ничего не мешает оптимизировать параметры ММП, исходя из условия минимизации параметрических различий между ними. Поскольку адекватность ММП и реального посева доказана, то далее остановимся на изучении влияния отдельных параметров посева на результирующее значение КРБП.

Сначала представим имеющиеся в работе [6], графические данные по взаимосвязи между глубиной заделки семян (z) и КРБП (η) в аналитическом виде (табл. 1). Для этого определим координаты точек на рисунках [6] и, воспользовавшись методом наименьших квадратов [10], подберем функции, которые аппроксимирует их наилучшим образом.

Таблица 1 – Аналитические выражения, аппроксимирующие экспериментальные данные по влиянию глубины заделки семян на реализацию КРБП

| Культура | Рис. | Аналитическое выражение | | |
|---------------------|------|--|--|------|
| | | Значения коэффициентов | Представление | № |
| 1 Кукуруза на зерно | 3А | $C_0 = 0,75937863609E+00;$ $C_1 = 0,10346210985E-01;$ $C_2 = -0,15874491940E-02;$ $C_3 = 0,12529176109E+00$ | $\eta = C_0 z^{(C_1 z + C_2 z^2)} + C_3 \ln z$ | (13) |
| 2 Подсолнечник | 3В | $C_0 = 0,83369245114E+00;$ $C_1 = 0,78884973400E+00;$ $C_2 = 0,46709454396E+00;$ $C_3 = -0,37296560934E-02$ | $\eta = C_0 [\ln(z + C_1)]^{C_2} + C_3 z^2$ | (14) |
| 3 Сахарная свекла | 3С | $C_0 = 0,13194561428E+01;$ $C_1 = 0,29423254199E-01;$ $C_2 = 0,51927334591E+01;$ $C_3 = -0,32454350912E-01$ | $\eta = \sqrt{C_0 - C_1(z - C_2)^2} + C_3 z$ | (15) |

Приведенные на рис. 3 графики построены с использованием приведенных в табл. 1 функций (13), (14) и (15). При этом предполагается, что температурно-влажностные условия, которые сложились в почве в интервале выделенных глубин (заштрихованные участки) на момент посева соответствуют оптимальным. Если по факту оптимальные для прорастания семян условия складываются на другой глубине, то в выражения (13), (14) и (15) следует внести соответствующие поправки, которые приведут к адекватным смещениям графиков:

$$\eta = \eta(z + \Delta z_0), \quad (16)$$

где

$$\Delta z_0 = z_0 - z_{opt}, \quad (17)$$

– смещение оптимальной глубины заделки семян z_{opt} в конкретных условиях, относительно величины z_0 при которой выражения (13), (14) и (15) дают максимум, т.е. когда $\eta(z)|_{z=z_0} = 1$. Если в реальности оптимальная величина заделки семян z_{opt} меньше z_0 , то Δz_0 получается положительной, а в противном случае, наоборот – отрицательной.

Выражения (13), (14) и (15) реализуют взаимосвязь между величиной КРБП и глубиной заделки давшего всходы растения вида $\eta = \eta(z)$. В свою очередь, описанная выше ММП, позволяет получить $z \in \{z_1, z_2, \dots, z_{N_r}\}$ для каждого из N_r растений учетного участка. Следовательно, в конечном итоге получена возможность вычислять КРБП для каждого отдельного растения $\eta_i = \eta(z_i)$, и в итоге, получать статистический ряд $\{\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_{N_r}\}$ и подвергать его анализу. Все входные параметры ММП, которые используются для вычисления $\{z_1, z_2, \dots, z_{N_r}\}$ теперь являются входными параметрами для вычисления $\{\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_{N_r}\}$, а, значит, теперь возможно проследить взаимосвязь любого параметра ММП или их комбинаций с величиной КРБП посева в целом.

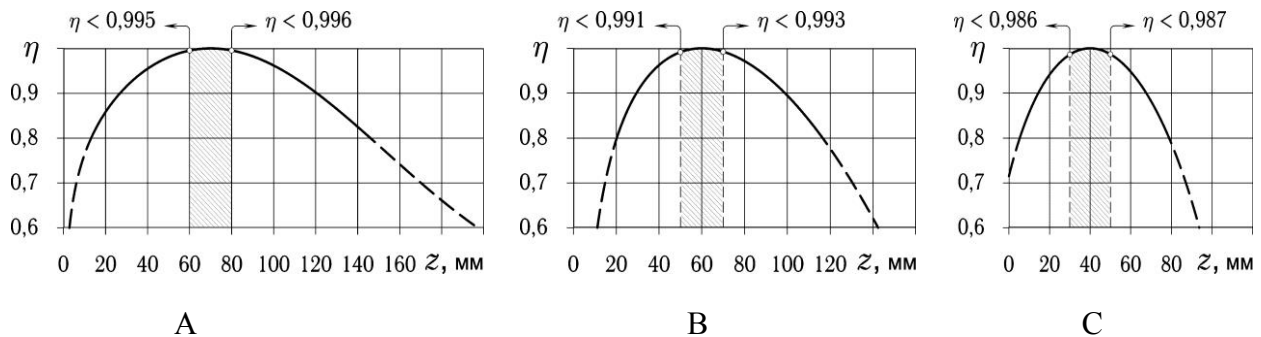


Рис. 3 – Зависимость величины η коэффициента реализации биопотенциала (КРБП) от глубины заделки семян z : А – кукурузы на зерно; В – подсолнечника; С – сахарной свеклы

В частности, возникает вопрос, как влияет характер вертикальных колебаний сошника на КРБП высеваемых растений. Ответ на него дает рис. 4, который построен для идеализированного случая, когда линия рядка изгибается только в вертикальной плоскости, и представляет собой синусоиду с переменными параметрами: $A_1^{(z)} \in [0, 40]$ мм, $L_1^{(z)} \in [1, 11]$ м и $\phi_1^{(z)} \in [0, \pi]$. Распределение семян вдоль рядка, а также их всхожесть – идеальны. Расстояние между метками идеального высева $a = 200$ мм. Случайных отклонений семян относительно линии хода сошника также не имеется.

Из рис. 4 видно, что на величине КРБП сказывается только амплитуда колебаний сошника, и никак не сказывается длина волны этих колебаний. Если принять во внимание анализ рис. 1 и 2, то можно сделать вывод, что вовлечение

в использование иных параметров ММП приведет к снижению КРБП посева в целом. Такие же выводы можно сделать и в отношении подсолнечника и сахарной свеклы. В последнем случае снижение величины КРБП с ростом амплитуды вертикальных колебаний сошников будет более значительным. Это непосредственно следует из сравнения рис. 3А, 3В, 3С.

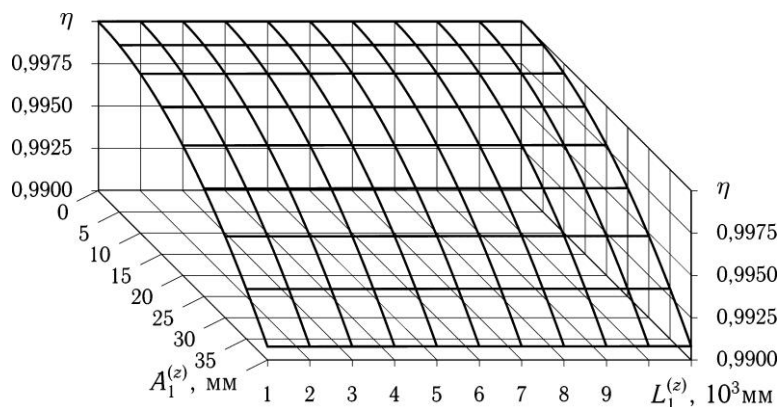


Рис. 4 – Влияние амплитуды $A_1^{(z)}$ и длины волны $L_1^{(z)}$ вертикальных синусоидальных колебаний сошника сеялки на результирующий КРБП η посева кукурузы

Выводы

1. Полученные аналитические выражения взаимосвязи между величиной КРБП и глубиной заделки семян кукурузы на зерно, подсолнечника и сахарной свеклы имеют широкое применение и, в частности, могут быть использованы другими авторами в своих моделях.

2. Разработанная математическая модель посева теперь получила развитие и, во-первых, позволяет вычислять множество трехмерных координат давших всходы семян учетного участка, а, во-вторых, множество значений КРБП для каждого из растений в зависимости от глубины его произрастания.

3. Метод псевдослучайного моделирования (Монте-Карло), который положен в основу предлагаемой математической модели, весьма эффективен с позиции дальнейшего усовершенствования модели, т.к. вовлечение в модель новых факторов не предполагает ее кардинальной переделки.

4. С точки зрения равномерности глубины заделки семян в процессе посева и ее влияния на реализацию биопотенциала решающее значение имеет амплитуда и количество гармоник вертикальных колебаний сошника и вовсе не имеет значения длина волны этих гармоник.

Список использованных источников

1. Ковтун Ю. І. Агровимоги чи агрооснови створення і застосування сільгоспмашин / Ю. І. Ковтун, О. А. Маковецький // Механізація сільськогосподарського виробництва: вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – 2003. – Вип. 21. – С. 502 – 505.
2. Мазоренко Д. І. Проблема термінології механізованого землеробства / Д. І. Мазоренко, Ю. І. Ковтун, В. І. Пастухов // Механізація сільськогосподарського виробництва: вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – 2008. – Вип. 75. Т. 1. – С. 5 – 15.
3. Нагірний Ю. П. Обґрунтування інженерних рішень: Навчальний посібник / Ю. П. Нагірний. – К: Урожай, 1994. – 216 с.

4. Мельник В. И. Математическое моделирование посева пропашных культур / В. И. Мельник, Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Моххамед // Бюллетень научных работ. Выпуск 31 / Белгород: Издательство БелГСХА им. В.Я.Горина, 2012. – С. 182 – 192.
5. Мельник В. И. Проверка адекватности разработанной математической модели посева пропашных культур / В. И. Мельник, Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Моххамед, С. А. Никитенко // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т. 3. – С. 95-100. – Режим доступу: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtduu>.
6. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт: Дис... д-ра техн. наук: 05.05.11 / Харків: ХНТУСГ ім Петра Василенка, 2006. – 419 с.
7. Мельник В. И. Внутрипочвенное внесение жидкостей в растениеводстве: [монография] / В. И. Мельник. – Харьков: Міськдрук, 2010. – 439 с.
8. Мельник В. И. Распределение жидкостей под слоем почвы: [монография] / В. И. Мельник. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012. – 441 с.
9. Кобзарь А. И. Прикладная математическая статистика / А. И. Кобзарь . – М.: Физматлит, 2006. – 816 с.
10. Горяинов В. Б. Математическая статистика: Учеб. для вузов / В. Б. Горяинов, И. В. Павлов, Г. М. Цветкова, О. И. Тескин; Под ред. В. С. Зарубина, А. П. Крищенко. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 424 с.
11. Баврин И. И. Теория вероятностей и математическая статистика: учебник / И. И. Баврин. – М.: Высшая школа, 2005. – 160 с.

Анотація

ЗАСТОСУВАННЯ ТРИВИМІРНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПОСІВУ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР ДЛЯ ОЦІНКИ ВТРАТ УРОЖАЮ

Мельник В.І., Аль-Фтіххат Моусаб Абдулвахід Моххамед

Запропонована тривимірна математична модель посіву просапних культур дозволяє отримувати об'ємні координати розташування насіння під шаром ґрунту і через них моделювати максимально можливу міру реалізації біопотенціалу рослин залежно від параметрів і показників якості насіння, а також процесу висіву та заробки їх під шаром ґрунту.

Abstract

THE APPLICATION OF THREE-DIMENSIONAL MATHEMATICAL MODEL ROW CROP PLANTING TO ASSESS CROP LOSS

V. Melnik, Al Ftihhat Mousab Abdulwahid Mohamed

The proposed three-dimensional mathematical model of planting row crops can produce bulk coordinates of the seed below the soil surface and, thereby, to simulate the maximum possible extent to biopotential of plants, depending on the condition and quality of seeds, as well as the process of seeding and burying them under a layer of soil.

ДО ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЧАСУ СКОШУВАННЯ ГРЕЧКИ В ВАЛКИ

Барабаш О.Г.

Сумський національний аграрний університет

Стаття присвячена питанню встановлення впливу кліматичних умов на якісні показники роботи валкових жаток при скошуванні гречки в валки при різних ступенях стиглості рослин, що може мати суттєвий вплив на рівень ефективності вирощування гречки.

Постановка проблеми в загальному вигляді.

Проблема полягає в тому, щоб встановити і остаточно визначитись з тим, в який час найбільш ефективно використовувати техніку під час планування та здійснення технологічних процесів скошування гречки в валки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Дослідження в форматі чіткого визначення впливу агрофізичного стану рослин гречки, які безпосередньо залежать від стану повітряного середовища в місцях посівів, проводились виключно на Сумській державній сільськогосподарській станції науково-виробничого об'єднання «Еліта» (нині Інститут сільського господарства Північного Сходу) в восьмидесяті роки минулого століття і які покладені в основу цієї публікації [1].

Формулювання цілей статті.

Встановлення граничних показників повітряного середовища і, зокрема, вологості повітря, при яких втрати зерна знаходяться в межах агротехнічних вимог.

Виклад основного матеріалу досліджень.

Головним і найбільш відповідальним станом в процесі отримання зерна гречки, безумовно, є визначення термінів скошування цієї культури. Раннє скошування гречки в валки призводить до недобору врожаю, а пізніше – до втрати найбільш цінних зерен від самообсипання. Але наряду з цими чинниками є ще один, не менш важливий – вибір часу скошування. Від нього залежить рівень технологічних втрат, тобто тих втрат, які виникають в результаті дії робочих органів жатки на рослину.

Розміри цих втрат залежать від багатьох чинників: агробіологічних особливостей сорту гречки, погодних умов, технічного стану та відрегульованості робочих органів жатки у відповідності до умов роботи машини.

Для з'ясування цих залежностей на Сумській державній сільськогосподарській дослідній станції на протязі декількох років були проведені спеціальні спостереження з гречкою сорту Сумчанка, який був виведений вченими цієї установи. Згаданий сорт гречки був двох рівнів стиглості: 82 та 99% (тобто практично повна стиглість). Скошування гречки в валки проводилось протягом світлої частини доби: з шостої години ранку і до 22 години з інтервалом в одну годину. Відносна вологість повітря

вимірювалась з допомогою психометра Вагмана, а втрати зерна за жаткою з допомогою рамки 0,5 м².

Графічне зображення результатів спостережень наведені на рис.1 і 2. По суті своїй ці два графіки однакові. В них показаний хід рівня відносної вологості повітря з шостої до 22 години та синхронно втрати зерна за жаткою в цьому ж інтервалі часу.

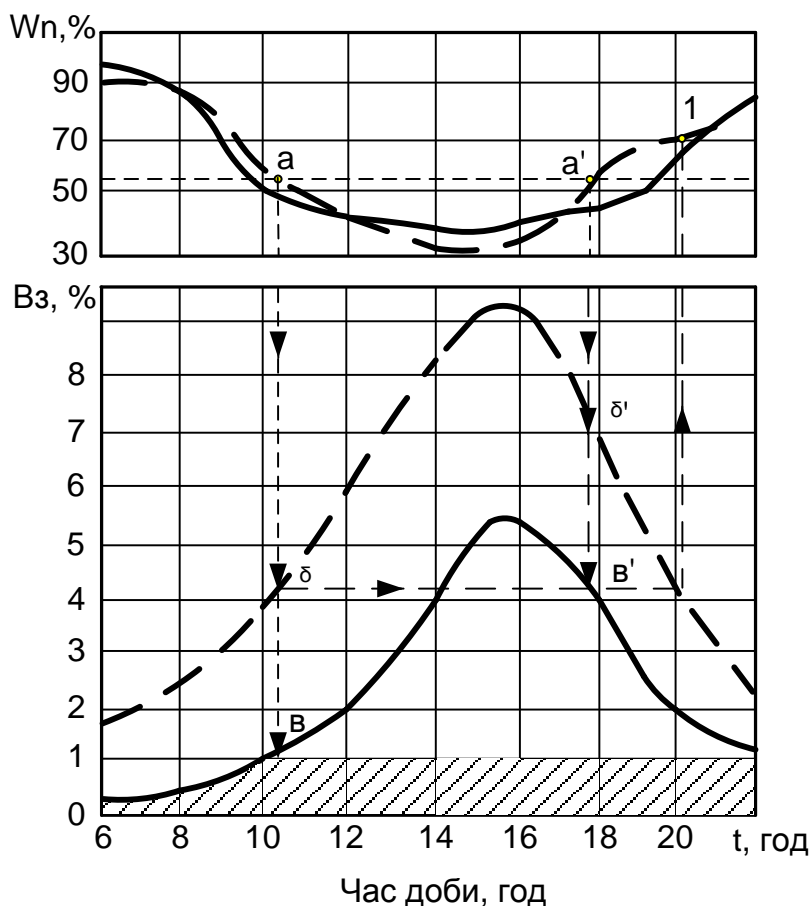


Рис. 1 – Зміни втрат зерна V_z (%) та відносної вологості повітря W_n (%) на протязі дня в суху сталу погоду: - - - стиглість зерна 99%; ---- стиглість зерна 82%

Із рис.1 видно, що характер втрат на протязі дня для обох випадків однаковий: максимальні о 15 годині, мінімальні – з шостої до десятої години ранку. Характер зміни відносної вологості повітря – навпаки: максимальна в вечірні та вранішні години, мінімальна – близько 15-ої години. Між цими чинниками є зв'язок: чим менша вологість повітря, тим більші втрати зерна і навпаки. Зміна вологості на протязі двох днів спостережень практично накладались одна на іншу. Але величина втрат зерна для двох рівнів стиглості суттєво відрізнялась. Якщо величина втрат при стиглості 82% досягала максимального значення о 15 годині 5,3%, то при стиглості 99% (практично повна стиглість) 9,2%, тобто в 1,7 рази більше. У вранішні та вечірні години розрив був менший, але все одно суттєвий. Якщо прийняти до уваги, що агротехнічно допустимий рівень втрат традиційно складає 1% (принаймні цього ще ніхто не обгрунтував), то при повній стиглості втрати були завжди вищі

цього рівня, а при меншій стиглості виходили за межі допустимих після десятої години.

На рис. 2 зображено, як змінювалась відносна вологість повітря в похмуру погоду, коли вологість коливалась в межах від 65 до 100%, коли навіть спостерігались ознаки маячного дощу, як це видно на суцільній лінії близько 16 години. В цей час не спостерігались скільки-небудь значні втрати врожаю. Вони знаходились в межах нормативів при стиглості 82%. При сталій погоді (штрихова лінія) і повній стиглості втрати перевищували нормативні між 13 і 20 годинами, коли вологість повітря була меншою 50%, але не перевищували 2%.

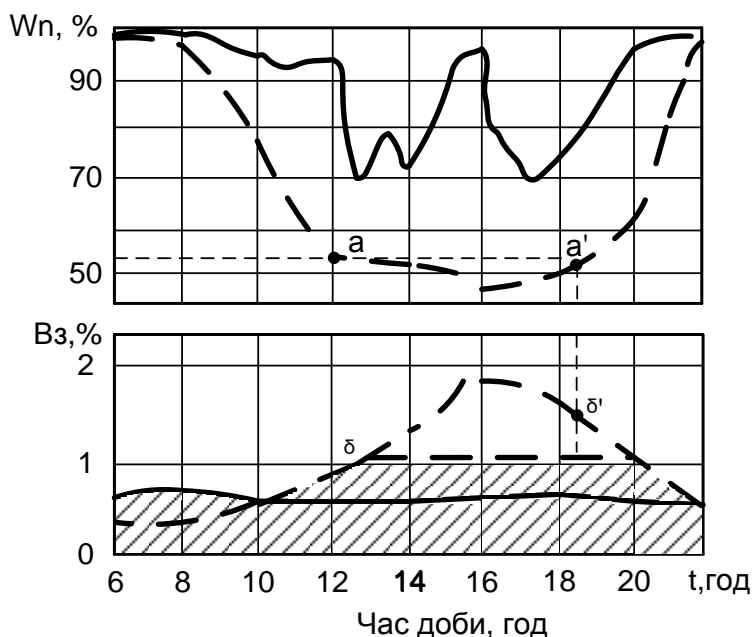


Рис. 2 – Зміни втрат зерна V_z (%) та відносної вологості повітря W_n (%) на протязі дня в похмуру не стійку погоду: - - - стиглість зерна 99%; ---- стиглість зерна 82%

Графіки, які зображені на рис. 1, свідчать про те, що при відносній вологості повітря 55% (точки a , a'), яка настає близько десятої та 18 годинах, втрати зерна будуть різні. О десятій годині вони дорівнюють 4,2% (при повній стиглості гречки), а о 18 годині – 7,4%. При стиглості 82% – закономірність аналогічна. Пояснення цьому полягає в наступному. Міцність зв'язку плоду зі стеблом залежить від вологості плодоніжки. Чим вона сухіша, тим крихкіша і обламається легко під дією робочих органів жатки.

Втрати в ранішні години 4,2% вирівнюються з вечірніми тільки о 20 годині, коли вологість повітря піднімається приблизно до 70% (точка 1).

На рис. 3 зображені результати залежності рівня втрат зерна за жаткою при скошуванні гречки в валки: лінія 1 – втрати зерна в посушливу погоду при повній стиглості зерна з десятої по 15 години; лінія 2 – втрати зерна з 15 до 22 години; лінія 1' втрати зерна в посушливу погоду при стиглості 82% з десятої по 15 години; 2' – втрати зерна з 15 до 22 години при тій же стиглості; 1'' – втрати зерна в похмуру погоду при стиглості 82%.

Математична інтерпретація залежностей втрат зерна V_z (%) від вологості повітря W_n (%) виглядає наступним чином:

1. Вранішні часи (до 15 години) при стиглості 99%

$$B_3=0.003W_{\Pi}^2+0.236W+5.264$$

2. Вечірні часи (після 15 години) при стиглості 99%

$$B_3=0.002W_{\Pi}^2-0.415W+18.84$$

3. Вранішні часи (до 15 години) при стиглості 82%

$$B_3=0.002W_{\Pi}^2-0.366W+13.43$$

4. Вечірні часи (після 15 години) при стиглості 82%

$$B_3=0.001W_{\Pi}^2+0.088W_{\Pi}+4.449$$

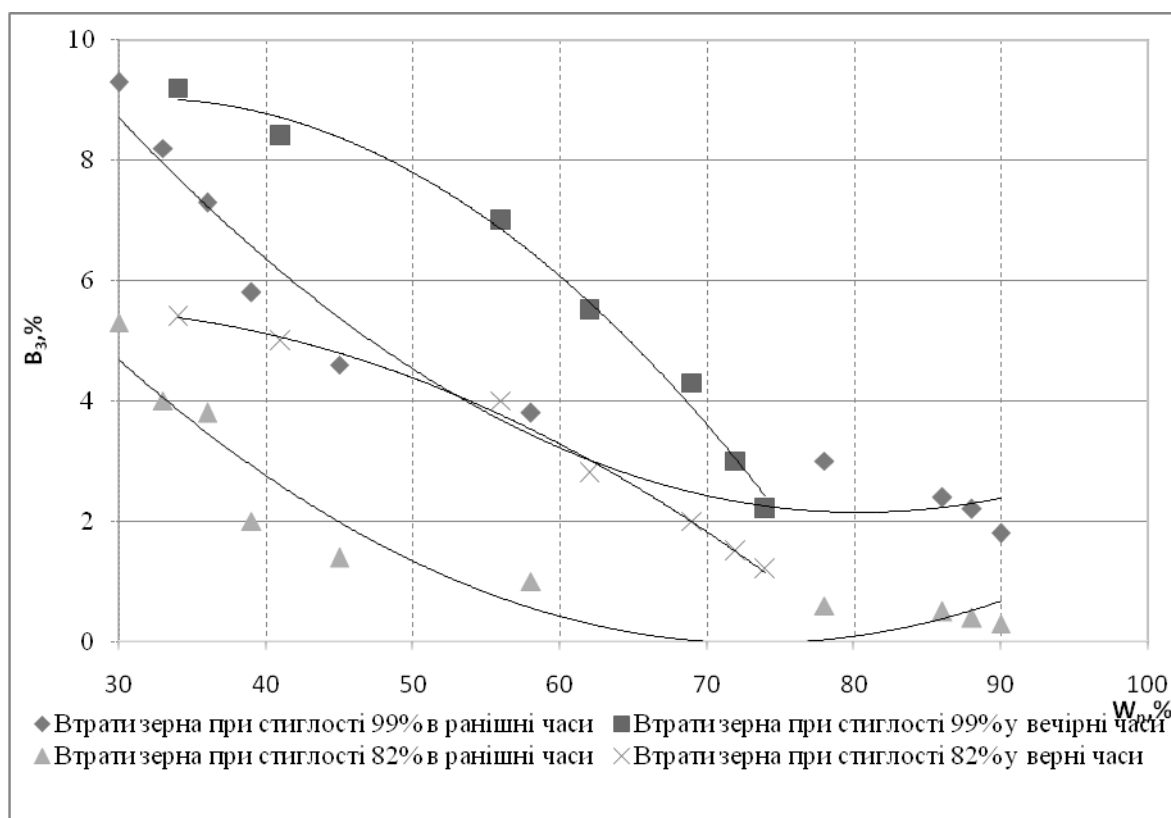


Рис. 3 – Залежність втрат зерна B_3 (%) від відносної вологості повітря W_{Π} (%)

Наведені на рис. 3 залежності дозволяють з достатньо високою точністю прогнозувати технологічні втрати зерна гречки за валковими жатками під час їх роботи в різних погодних умовах.

Висновки

1. Рівень технологічних втрат зерна при скошуванні гречки в валки залежить від двох чинників: ступеня стиглості рослин та погодних умов, які склалися на момент скошування.

2. Незалежно від ступеня стиглості рослин (82 чи 99%) рівень втрат практично завжди вищий від нормативного в суху сталу погоду.

3. Традиційно нормативні втрати зерна на рівні 1,0% для гречки можна вважати не обґрунтованим, оскільки він суттєво обмежує можливу тривалість

роботи машинного агрегату на протязі доби. Було б доцільніше збільшити допустимий рівень втрат щонайменше вдвічі.

Список використаних джерел

1. Звіт про науково-дослідну роботу лабораторії механізації Сумської ДСГДС НВО «Еліта» за 1986-1990 рр. Суми, 1991.

Аннотація

К ОБОСНОВАНИЮ ВЫБОРА ВРЕМЕНИ СКАШИВАНИЯ ГРЕЧИХИ В ВАЛКИ

Барабаш О.Г.

Статья посвящена вопросу установления влияния климатических условий на качественные показатели работы валковых жаток при скашивании гречихи в валки при разной степени спелости растений, что может существенно влиять на уровень эффективности выращивания гречихи.

Abstract

JUSTIFICATION OF THE CHOICE OF TIME MOWING BUCKWHEAT IN ROLLS

O. Barabash

The article focuses on establishing the influence of climatic conditions on the qualitative performance of roller headers when mowing buckwheat rolls at different degrees of maturity of plants, which can significantly affect the level of efficiency of growing buckwheat.

УДК 631.344:634.1-13

АНАЛІЗ РОЗПОДІЛЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ У ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНІЙ ЗАВІСІ

Рудницька Г.В.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Представлений аналіз результатів експериментальних досліджень мобільного пристрою для захисту рослин від радіаційних заморозків з урахуванням температурного, вологісного і часового факторів.

Вступ. Найпоширенішим методом захисту садів від заморозків за кордоном є надкронове дощування, яке дозволяє рослинам переносити зниження температури до $-8,0^{\circ}\text{C}$. Цей метод вимагає великих фінансових і

ресурсних (водних) витрат, тому в Україні практично не застосовується. В наших господарствах в основному використовують малоефективне обкурювання димом.

Незважаючи на розробку цілої низки заходів задача захисту садів від заморозків не є вирішеною і на сьогоднішній день відсутній ефективний та економічний захист від цього явища природи.

Тому актуальним питанням для розвитку галузі садівництва України є розробка засобів механізації для захисту рослин від заморозків, які дають можливість захистити майбутній врожай у плодкових садах шляхом неприпустимості розвитку критичних температур для квітів і зав'язей плодкових дерев.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналізом проведених досліджень існуючих засобів та машин для захисту насаджень від заморозків [1, 2] встановлено, що перспективним напрямком є створення системи захисту, що складається з моніторингу теплового (температурного) режиму агроєкосистеми, технологічного процесу захисту та технічних засобів для її реалізації.

Згідно висунутої гіпотези, одним з доцільних способів захисту агроєкосистеми від радіаційних заморозків є створення теплоізоляційної завіси [3, 4], що складається з одночасно підігрітого і зволоженого повітря, яка протистоїть виникненню заморозку і дає можливість захистити майбутній врожай у плодкових садах шляхом неприпустимості розвитку критичних температур для квітів і зав'язей плодкових дерев.

З цією метою був розроблений мобільний пристрій для захисту рослин від радіаційних заморозків [5], який створює необхідну теплоізоляційну завісу та має наступні оптимальні конструктивні параметри: довжина раструба, який подає підігріте та зволене повітря, знаходиться в діапазоні 4,5...6,2 м; оптимальний кут нахилу цього раструба в діапазоні 0°...6°; зона дії теплового потоку при кутовій швидкості вентилятора 56,52 рад/с – до 64 м, відповідно при 107,18 рад/с – до 87 м. Підтримання встановленого температурного режиму забезпечується збільшенням вологості повітря шляхом введення у тепловий потік частинок води діаметром 2,5 мкм, швидкість осідання яких $1,9673 \cdot 10^{-4}$ м/с та швидкість випаровування $3,3067 \cdot 10^{-13}$ кг/с.

Для перевірки теоретичних передумов процесу роботи мобільного пристрою необхідно провести експериментальні дослідження.

Постановка задачі. Метою дослідження є вивчення дії мобільного пристрою на агроєкосистему, а саме розподілу температури в теплоізоляційній завісі. Для визначення ефективності роботи мобільного пристрою був проведений експеримент, який враховував температурний, вологісний і часовий фактори. Методика експерименту передбачала моніторинг середовища кварталу саду до початку роботи мобільного пристрою, відразу після проходження пристрою по міжряддю і через годину після проходження пристрою.

Виклад основного матеріалу. До початку експерименту за допомогою температурної сітки (рис. 1) фіксувалися початкові значення температури (t_n), а за допомогою мультиметра – значення вологості. Після проходження мобільного

пристрою по міжряддю фіксувалися кінцеві значення температури (t_k) і вологості. Потім, через годину, фіксувалися залишкові значення температури (t_o) і вологості.

Температурна сітка була організована наступним чином. Досліджувана ділянка загальною шириною 7,0 м була розділена на сім рівних частин (ділянок) кожна по 1,0 м відповідно. Між встановленими опорами були закріплені напрямні на висоті 0,5 м, 1,0 м, 1,5 м і 2,0 м. На напрямних встановлювалися датчики виміру температури з інтервалом 0,5 м.

У якості контрольно-вимірювальної апаратури були використані цифровий мультиметр MS-8229 та міні-термометри ST-2. Вимірювання вологості проводилося за допомогою мультиметра.

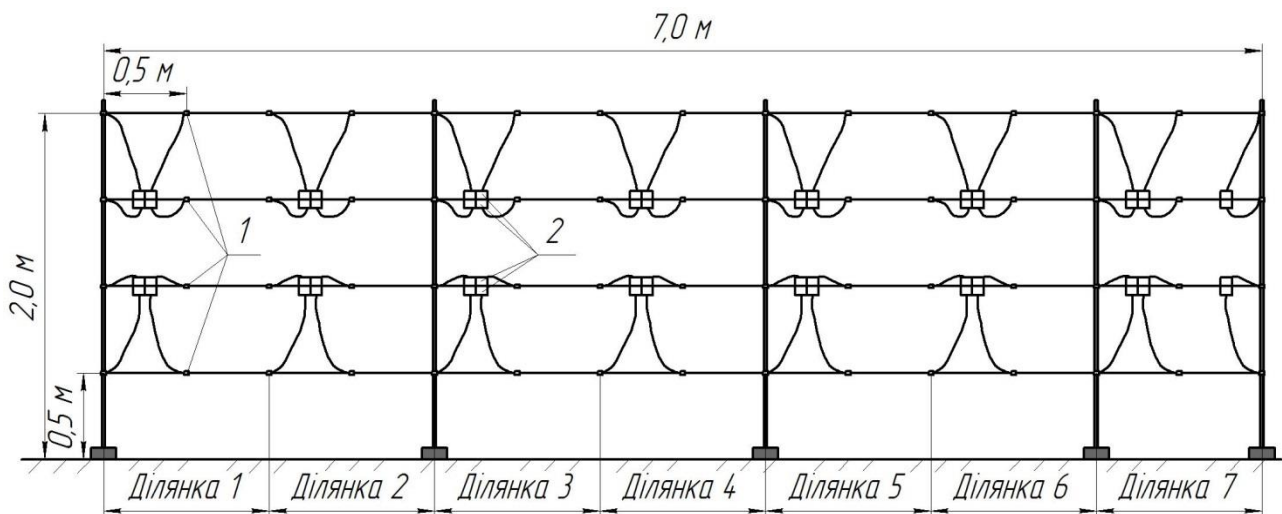


Рис. 1 – Схема розстановки датчиків на температурній сітці: 1 – датчики вимірювання температури; 2 – цифрові дисплеї

Мобільний пристрій працював в режимі подачі пароводяної суміші у відкриту агроecosystemу при куті нахилу раструба 0° і при кутовій швидкості вентилятора 56,52 рад/с. В потік теплого повітря, що йшов від камери згоряння, вводилася вода, яка за допомогою форсунок розпилювалася у вигляді крапель діаметром от 1,6 мкм до 39,1 мкм.

Експеримент проводився у п'ятикратній повторності в різних ділянках саду.

В результаті обробки статистичної інформації по отриманим значенням частоті були побудовані гістограми розподілу температури по ширині ділянки після проходу мобільного пристрою (рис. 2) та через годину після проходу мобільного пристрою (рис. 3).

Вигляд даних гістограм дозволив висунути гіпотезу про розподіл кінцевої температури після проходу мобільного пристрою і залишкової температури через годину після проходу мобільного пристрою по нормальному закону [6, 7]. Оскільки обчислені значення критерію Колмогорова виявилися менше одиниці ($\lambda \leq 1$), то була прийнята гіпотеза про нормальний закон розподілу.

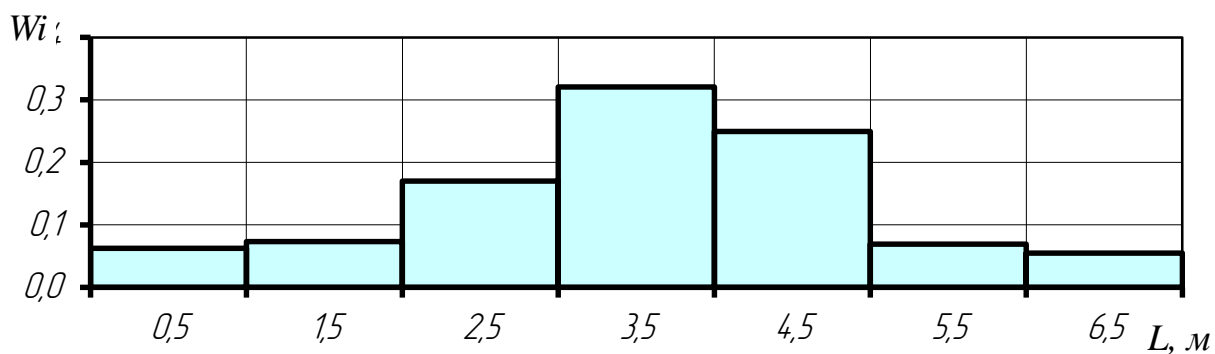


Рис. 2 – Гістограма розподілу температури по ширині ділянки після проходу мобільного пристрою

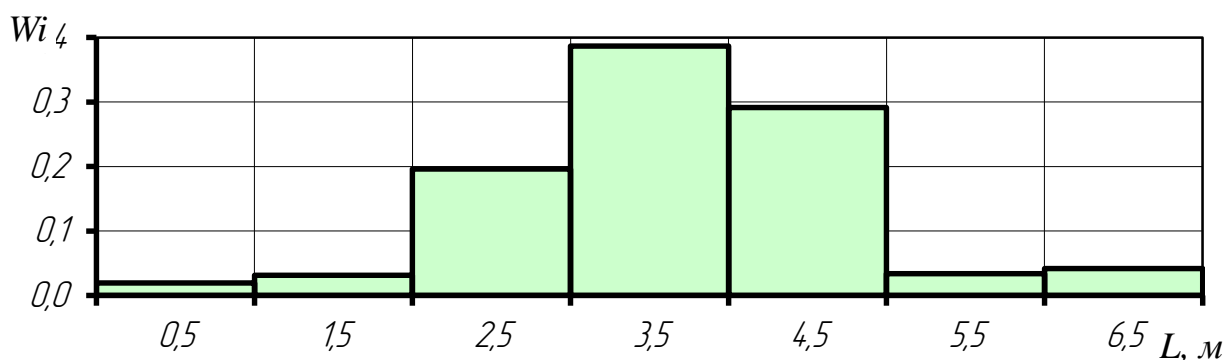


Рис. 3 – Гістограма розподілу температури по ширині ділянки через годину після проходу мобільного пристрою

За розрахунковими даними побудований графік щільності розподілу температури (рис. 4) після проходу мобільного пристрою та через одну годину після проходу мобільного пристрою.

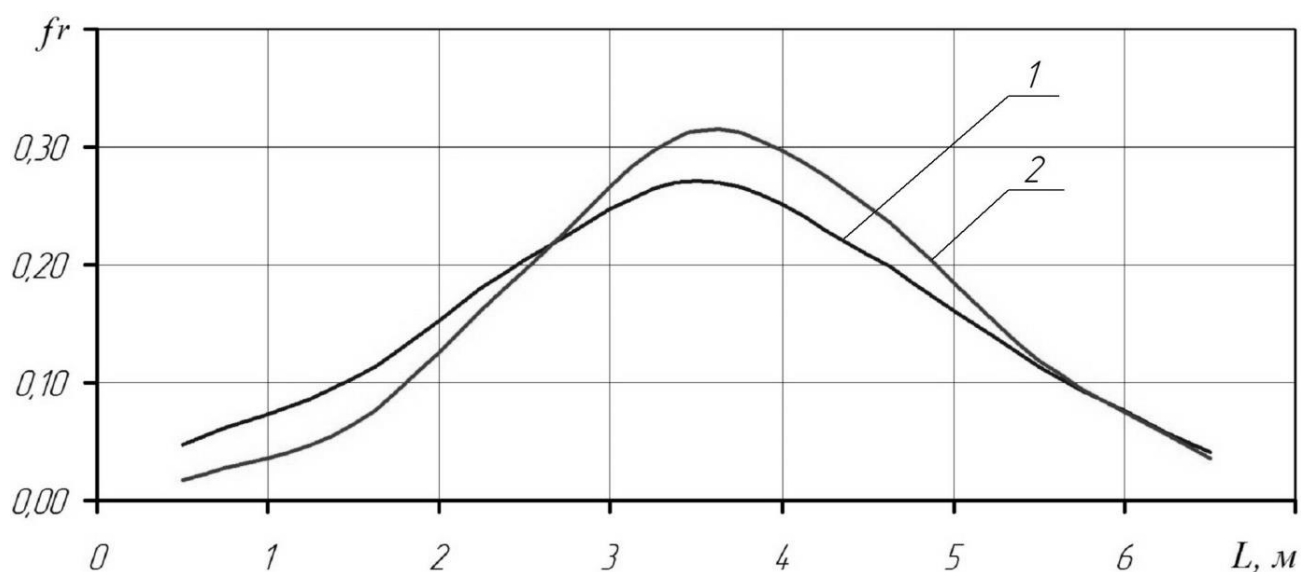


Рис. 4 – Графік щільності розподілу температур: 1 – після проходу мобільного пристрою; 2 – через одну годину після проходу мобільного пристрою

Аналіз графіка щільності розподілу температури дозволяє зробити висновок про те, що, незважаючи на відносно високі значення температури по центру міжряддя, до листя дерев підходить температура в кілька разів менша, ніж в центрі.

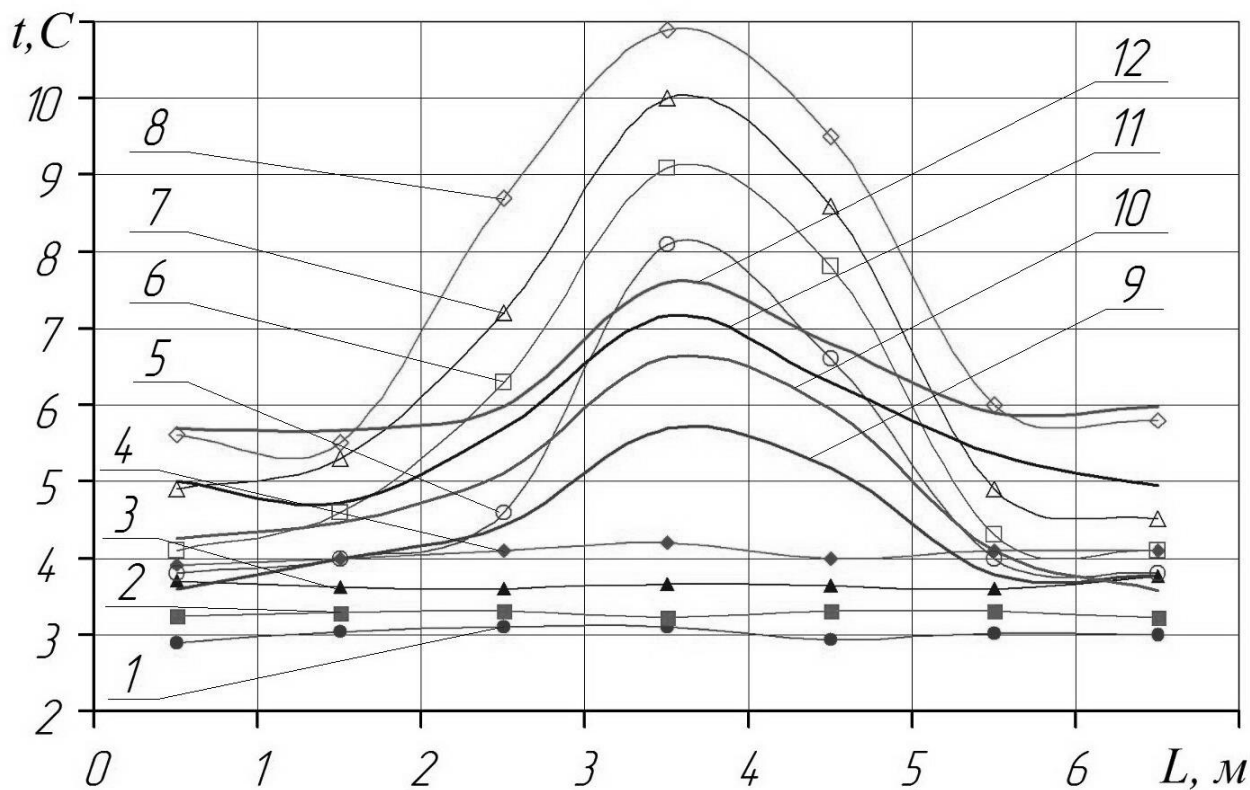


Рис. 5 – Зміна температури повітря по ширині досліджуваної ділянки на різних висотах: 1 – t_n (0,5 м); 2 – t_n (1,0 м); 3 – t_n (1,5 м); 4 – t_n (2,0 м); 5 – t_k (0,5 м); 6 – t_k (1,0 м); 7 – t_k (1,5 м); 8 – t_k (2,0 м); 9 – t_o (0,5 м); 10 – t_o (1,0 м); 11 – t_o (1,5 м); 12 – t_o (2,0 м).

Зміну температурних значень добре ілюструє рис. 5.

Початкові температури (t_n) на різних висотах йдуть практично лінійно з незначною різницею в 0,2...0,5°C.

Кінцева температура (t_k) після проходу мобільного пристрою значно підвищилася в центрі досліджуваної ділянки до 11°C. Не зважаючи на відносно високі значення температури по центру міжряддя, до листя підходить температура в кілька разів менша, ніж в центрі. Різниця температур відносно початкових значень складала 18,4°C в центрі і 1,5...1,7°C на межах.

Через годину після проходу пристрою залишкові значення температури (t_o) знизилися, проте залишалися вище початкових (t_n). Різниця температур відносно кінцевих значень складала 2,8°C в центрі і 0,1...0,2°C на межах.

Різниця залишкових значень температури відносно кінцевих значень складала 3,0°C в центрі і 1,5...1,6°C на межах досліджуваної ділянки.

При цьому початкова вологість складала 45...47%, після обробки – 82...85%. Через годину значення вологості коливалися від 65 до 67%.

Поверхневе зображення суміщених графіків зміни температури по

ширині досліджуваної ділянки представлено на рис. 6 дає більш наочне уявлення про розподіл температури.

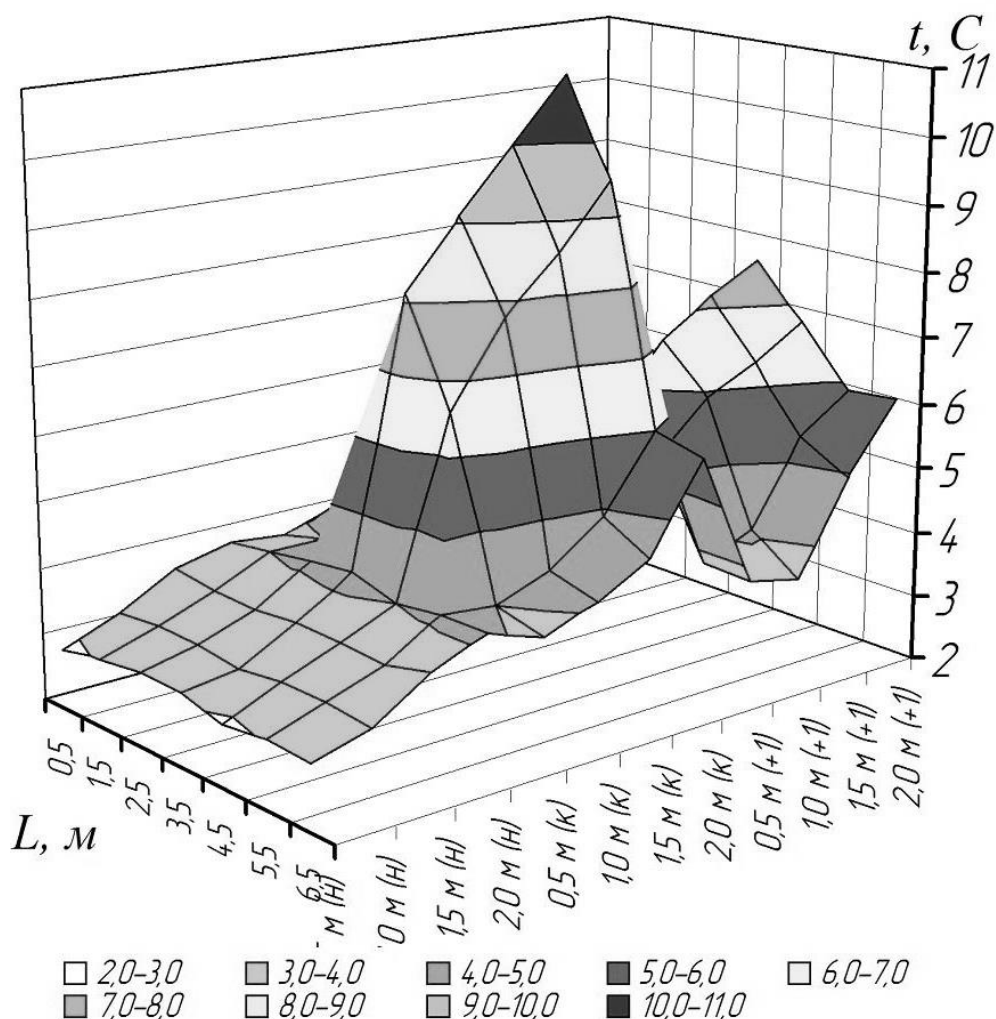


Рис. 6 – Поверхнєве зображення зміни температури повітря по ширині досліджуваної ділянки на різних висотах

Висновки. В результаті експериментальних досліджень було встановлено, що мобільний пристрій подає розрахункову кількість теплоти та позитивна різниця температур утримується протягом розрахункового періоду.

Мобільний пристрій виконує перерозподіл температур по ширині міжрядь і забезпечує температурний режим в кварталі саду, що виключає загибель квіток і зав'язей. При цьому вологість змінюється з 45...47% до обробки на 82...85% після обробки та 65...67% через годину після обробки ділянки мобільним пристроєм.

Список використаних джерел

1. Фришев С.Г. Методы борьбы с весенними заморозками в плодово-ягодных садах / С.Г. Фришев, В.И. Пастухов, А.В. Рудницкая, А.А. Борисовский // Механізація с.г. виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 59. Т. 2. – С. 20-25.

2. Путятин В.П. Анализ особенностей технологического обогрева открытой агроэкосистемы / В.П. Путятин, А.В. Рудницкая, А.Б. Элькин // Східно-Європейський журнал передових технологій. – № 2/6 (44), 2010. – С. 62-66.
3. Оценка мощности источника теплоты для обеспечения теплового режима агроэкосистемы / В.И. Пастухов, М.Г. Сандомирский, А.В. Рудницкая, А.В. Минячихин, Е.Н. Рудницкий // Механізація с.г. виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Х.:ХНТУСГ, 2010. – Вип. 93. Т.1. – С.63-71.
4. Пастухов В.И. Обоснование мощности источника теплоты для обеспечения тепловых моделей режимов агроэкосистемы / В.И. Пастухов, А.В. Сергеева, А.В. Рудницкая // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10. Т. 8 – С. 120-131.
5. Мобільній пристрій для захисту рослин від радіаційних заморозків / В.І. Пастухов, Г.В. Рудницька; замовник та патентовласник В.І. Пастухов, Г.В. Рудницька. – №и 2012 12870; заявл. 12.11.2012.
6. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Е.Н. Львовский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1988. – 238 с.
7. Макарова Н.В. Статистика в Excel / Н.В. Макарова, В.Я. Трофимец. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 368 с.

Аннотация

АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ В ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОЙ ЗАВЕСЕ

Рудницкая А.В.

Представлен анализ результатов экспериментальных исследований мобильного устройства для защиты растений от радиационных заморозков с учётом температурного, влажностного и временного факторов.

Abstract

ANALYSIS OF THE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THERMAL INSULATION THE VEIL

A. Rudnytskaya

The analysis of the results of experimental studies of mobile device to protect plants from frost radiation with temperature, humidity and time factors.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ПОКРЫТИЯ ЛИСТОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ РАСТВОРОМ ПЕСТИЦИДА ПРИ АЭРОЗОЛЬНОЙ ОБРАБОТКЕ

Сидоренко И.Д. ассистент
ЮФ НУБиП Украины «КАТУ»

В статье предложена методика определения степени покрытия листовой поверхности раствором пестицида, позволяющая рассчитать показатели, которые дают возможность произвести наиболее полный анализ качества проведения аэрозольной обработки растений.

Проблема. Степень покрытия листовой поверхности является одним из основных показателей качества аэрозольной обработки. От этого зависит эффективность химической защиты сельскохозяйственных культур от вредителей, болезней и сорняков.

Согласно агротребованиям, минимальная степень покрытия растений равна 80% [1]. Густота покрытия листовой поверхности при проведении аэрозольной обработки раствором пестицида должна составлять 50-60 капель/см². При меньших значениях этих показателей листовая поверхность не будет обработана полностью. Это повышает вероятность заражения. Если густота покрытия выше допустимой, то избыток рабочей жидкости стечёт с поверхности листа, что приведёт к загрязнению почвы и неоправданным затратам агрохимиката.

В связи с поставленной проблемой большую актуальность обретает вопрос разработки методики, которая, в процессе определения степени покрытия обрабатываемой поверхности позволит определить другие показатели качества аэрозольной обработки сельскохозяйственных культур: число и суммарную площадь проекций капель, густоту покрытия защищаемых растений при известной дисперсности распыла. Это является обязательным этапом не только при проведении научных исследований, но и при проектировании и производственных испытаниях аэрозольных генераторов и их рабочих органов.

Анализ последних результатов исследований и публикаций. Согласно существующим сведениям в области механизации химической защиты растений, для качественной обработки сельскохозяйственных культур необходимо обеспечить минимальный распыл рабочей жидкости при использовании наименьшего количества воды. Это объясняется тем, что контактная поверхность мелких капель в три раза больше, чем крупных. Вследствие этого при более мелких растения покрываются агрохимикатом намного лучше. Это объясняется тем, что несколько более мелких капель занимают площадь, покрываемую одной крупной. За счёт этого обеспечивается лучшее защитное действие рабочей жидкости [4].

Испытания машин для химической защиты растений, в частности,

аэрозольных генераторов, производятся согласно методике, установленной нормативным документом [1].

Во время проведения лабораторных и полевых экспериментов по изучению показателей работы аэрозольного генератора используется 1-2%-ный раствор инертного красителя в воде. При этом в качестве улавливающей поверхности применяются индикаторные карточки фирмы «Новартис», представляющие собой куски мелованной бумаги размером 50×70 мм, обработанные 3-5%-ным раствором парафина в тулуоле.

При проведении полевых испытаний индикаторные карточки фиксировались по ярусам и в глубине кроны виноградного куста. Перед опытами карточки размещаются по 4 штуки во взаимно перпендикулярных плоскостях в трёх ярусах по высоте (верхнем, среднем, нижнем), в трёх зонах по глубине (наружной, средней, внутренней) для нижнего и среднего ярусов, в верхнем – в двух зонах (наружной и внутренней) [3].

В настоящее время очень широкое распространение получила обработка индикаторных карточек на ПЭВМ с помощью специальной программы «Распознавание цвета» на языке «Delphi» [1]. Она даёт возможность пренебречь субъективным влиянием человеческого фактора и ускорить процесс обработки результатов экспериментальных исследований. Однако использование этой программы не позволяет определить другие качественные показатели проведения аэрозольной обработки растений, с помощью которых можно произвести наиболее полный анализ качества проведения аэрозольной обработки.

Цель статьи. Разработать методику определения степени покрытия раствором пестицида листовой поверхности, которая даёт возможность изучения других показателей аэрозольной обработки растений, позволяющих произвести наиболее точный анализ качества проведения химической защиты сельскохозяйственных культур.

Основная часть. При проведении экспериментальных исследований определение диаметра капель производится при просмотре индикаторных карточек с помощью стереоскопического микроскопа МБС-10.

Установка нужного увеличения осуществляется вращением рукояток до совмещения цифры на рукоятке с индексом на кольце. Фокусировка микроскопа на объект производится перемещением оптической головки относительно стола микроскопа по направляющей типа «ласточкин хвост».

Окуляр 8^x со шкалой, вместо которой можно установить сетку, имеет механизм диоптрийной наводки. Шкала и сетка представляют собой плоскопараллельные стеклянные круглые пластинки. На одной из них нанесена шкала с ценой деления 0,0001 м, на другой – сетка с ценой деления стороны квадрата 0,001 м.

Для обеспечения резкого видения шкалы производится регулировка изображения механизмом диоптрийной наводки окуляра. Чёткость изображения следов капель настраивается поворотом рукояток механизма фокусировки. Определение истинного размера отпечатков частиц распыленной жидкости производится с помощью таблицы 1, в которой указано, какому

линейному размеру соответствует одно деление шкалы или сетки при всех увеличениях микроскопа.

Таблица 1 – Переводная таблица увеличений микроскопа

| Округленные значения увеличений, нанесенные на рукоятках барабана, крат | Одно деление шкалы 0,0001 м | Сторона квадрата 0,001 м |
|---|-----------------------------------|-----------------------------|
| | Соответствует величине на объекте | |
| 0,6 | 0,17 | 1,7 |
| 1 | 0,1 | 1,0 |
| 2 | 0,05 | 0,5 |
| 4 | 0,025 | 0,25 |
| 7 | 0,014 | 0,14 |

Степень покрытия U обрабатываемой поверхности рабочей жидкостью определяется по формуле [5]:

$$U = \frac{S_N}{S_O}, \quad (1)$$

где S_N – площадь, покрытая каплями, см²;
 S_O – обследованная площадь, см².

В нашем случае обследованная площадь равна площади индикаторной карточки $S_O=5 \times 7 \text{ см} = 35 \text{ см}^2$.

Также для определения степени покрытия обрабатываемой поверхности необходимо знать общее количество капель, попавших на индикаторную карточку, и суммарную площадь их проекций. Эти показатели являются функциями медианно-массового диаметра d . При определении этой величины необходимо учитывать то, что при попадании на обрабатываемую поверхность капля рабочей жидкости растекается. В этом случае площадь отпечатка больше площади самой капли. За счёт растекаемости увеличивается степень покрытия обрабатываемой поверхности. Однако этот фактор искажает информацию об истинной величине дисперсности распыла. Тогда значение медианно-массового диаметра капель определяется по формуле [3]:

$$d_m = K_i \delta / \alpha, \quad (2)$$

где K_i – размер капли, выраженный в числе делений окулярной сетки;
 δ – цена деления окулярной сетки, микрон;
 $\alpha=1,024$ – коэффициент растекания капель на карточках из мелованной бумаги, покрытый парафином.

Для определения площади, покрытой рабочей жидкостью, необходимо определить общее количество капель n по соотношению [2]:

$$\frac{n_2}{n_1} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2. \quad (3)$$

Суммарная площадь проекций S капель можно найти по следующей зависимости:

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{d_1}{d_2}. \quad (4)$$

Однако для использования формул (3) и (4) необходимо основываться на данных, отражающих зависимость числа капель и суммарной площади покрытия от дисперсности распыла капель диаметром 1 мм (1000 мкм) на более мелкие (таблица 2) [2].

Таблица 2 – Зависимость числа капель и суммарной площади покрытия от дисперсности распыла капель диаметром 1 мм (1000 мкм) на более мелкие

| Диаметр капель d_m , мкм | Число капель n_o , шт. | Суммарная площадь покрытия S_N , мм ² |
|----------------------------|--------------------------|--|
| 1000 | 1 | 0,78 |
| 500 | 8 | 1,57 |
| 250 | 64 | 3,14 |
| 200 | 125 | 3,92 |
| 100 | 1000 | 7,85 |
| 50 | 8000 | 15,71 |
| 10 | 10 ⁶ | 78,54 |

Густота покрытия обрабатываемой поверхности определяется по формуле [1]:

$$N_K = \frac{n_o}{S_o}, \quad (5)$$

где n_o – общее число капель, шт.

Зная число капель и суммарную площадь покрытия, определим площадь, занимаемую одной каплей, по формуле:

$$S_i = \frac{S}{n}. \quad (6)$$

При определении площади, занимаемой каплями, и густоты покрытия необходимо учитывать, что диаметр капель измеряется в микронах (мкм), густота покрытия – в количестве капель на кв.см (капель/см²). В этом следует произвести перевод единиц измерения:

$$1 \text{ м}^2 = 1000000 \text{ мм}^2;$$

$$1 \text{ см}^2 = 100 \text{ мм}^2;$$

$$1 \text{ см}^2 = 100000 \text{ мкм}.$$

С учётом перевода единиц можно определить площадь, занимаемую одной каплей, в см²:

$$S_{CM} = S_i \cdot 100 \text{ мм}^2. \quad (7)$$

Площадь, покрытая каплями, равна:

$$S_N = S_{CM} \cdot N_K. \quad (8)$$

Таким образом, формула для определения степени покрытия имеет вид:

$$U = \frac{S_{CM} \cdot N_K}{S_O}. \quad (9)$$

После проведения экспериментов производят оценку густоты покрытия обрабатываемой поверхности. При этом карточки разделяют на 5 групп: I – необработанные; II – с густотой, менее допустимой по агротребованиям; III – с густотой покрытия в пределах агротребований; IV – с густотой более 150 капель/см²; V – залитые. Анализу подлежат все карточки, кроме групп IV и V [1].

Выводы. Применение 1-2%-ого раствора инертного красителя в воде в качестве распыливаемой жидкости и индикаторных карточек фирмы «Новартис» даст возможность получения наиболее чёткого отпечатка капель. Использование микроскопа с окулярной линейкой даёт возможность увидеть разницу между размерами капель, находящихся на одной индикаторной карточке. За счёт этого повышается точность определения характеристик распыла.

Представленная в данном разделе методика экспериментальных исследований даст возможность наиболее точно установить зависимость между параметрами вращающегося распылителя и качественными показателями проведения аэрозольной обработки с учётом всех особенностей технологического процесса.

Данная методика поможет произвести наиболее полную и правильную оценку эффективности работы аэрозольного генератора и может использоваться при проектировании новых машин для аэрозольной обработки растений и их рабочих органов.

Список использованных источников

1. Методика определения густоты покрытия листовой поверхности при опрыскивании [Электронный ресурс] / Е.М. Серая. - Режим доступа к статье: [nbuv.gov.ua/Портал Наукова періодика/.../Files_131/10sempoo.pdf](http://nbuv.gov.ua/Портал_Наукова_періодика/.../Files_131/10sempoo.pdf)
2. Догода П.А. Механизация химической защиты растений / П.А. Догода, С.С. Воложанинов, Н.П. Догода - Симферополь: Таврия, 2000. - 140 с.
3. Испытания сельскохозяйственной техники. Опрыскиватели, опыливатели. Программа и методы испытаний: РД 10.6.1 - 89. - [Чинний від 2002-20-06]. – К.: Мінагрополітики України, 2002. - 165 с. – (Стандарт Мінагрополітики України).
4. Меньше капля – больше площадь [Электронный ресурс] / Е.Молочная. – Режим доступа к статье: zerno-ua.com/?p=989
5. Моделирование покрытия поверхности обработки полидисперсным пестицидным аэрозолем [Электронный ресурс] / А.Е. Маркевич. – Режим доступа к статье: remkom.by/content/view/96/lang.ru/

Анотація

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ СТУПЕНЯ ПОКРИТТЯ ЛИСТОВИЙ ПОВЕРХНІ розчином пестициду при аерозольній обробці

Сидоренко І.Д.

У статті запропоновано методику визначення ступеня покриття листової поверхні розчином пестициду, що дозволяє розрахувати показники, які дають змогу виробити найбільш повний аналіз якості проведення аерозольної обробки рослин.

Abstract

METHOD FOR DETERMINING THE DEGREE OF COVERAGE OF THE FOLIAGE SURFACE DURING AEROSOL SPRAYING

I. Sidorenko

The article proposes a method of determining the degree of coverage of the foliage surface with pesticide solution that calculates indicators that enable to produce the most comprehensive analysis of the quality of the aerosol spraying of plants.

УДК 631.333

ОБГРУНТУВАННЯ МАКСИМАЛЬНОГО КУТА ПІДЙОМУ СИПУЧИХ ДОБРИВ ЖИВИЛЬНИМ УСТРОЄМ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ШНЕКОВОГО РОЗПОДІЛЬЧОГО ОРГАНУ

Сівцов О.В., аспір.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Обґрунтовані залежності діючих сил на шар сипучих добрив в зоні підйому обмеженого простору живильного устрою експериментального шнекового розподільчого органу. Визначено в зоні підйому верхнє положення гранульованого суперфосфату.

Показники роботи шнекового розподільчого органу в значній мірі залежать від характеру переміщення сипучого матеріалу в його живильному устрої до виходу назовні. При цьому умовою якісної роботи шнекового розподільчого органу тукової машини являється примусова подача живильним устроєм сипучих добрив, які представляють собою частки обмежених розмірів з відповідними коефіцієнтами внутрішнього і зовнішнього тертя [1]. Аналіз досліджень відомих конструкцій шнекових розподільчих органів показав, що в їх подаючих устроях привалює активно-примусовий характер руху сипучих

добрив, який не уможливило забезпечити високі показники подачі [2, 3].

Підвищити якісні показники шнекового розподільчого органу можливо, якщо в його живильному устрої забезпечити примусове переміщення шару добрив до виходу назовні. Такі умови створюються в живильному устрої експериментального шнекового розподільчого органу тукової машини [4] (рис.1).

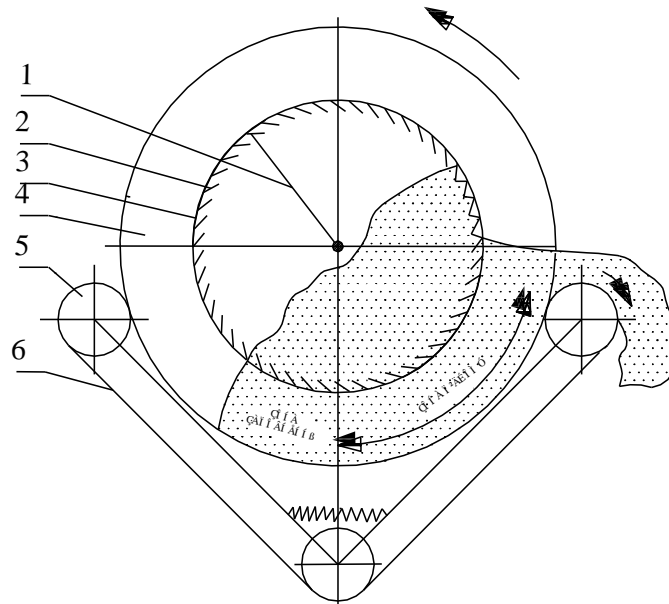


Рис. 1 – Схема живильного устрою експериментального шнекового розподільчого органу сипучих добрив: 1 – шнек; 2 – козирки; 3 – кожух шнека; 4 – кільце; 5 – натяжний ролик; 6 – нескінченна стрічка

Одним із параметрів шнекового живильного устрою, що суттєво впливає на показники подачі, є максимальний кут підйому сипучих добрив в обмеженому просторі живильного устрою, який характеризується кутом β , розташованим між вертикальною віссю Y симетрії кожуха і його радіусом (рис.2).

При цьому, примусове переміщення шару сипучих добрив в напрямку вихідного вікна можливо за наступної умови:

$$\sum F_{\sigma i} \geq P_T, \quad (1)$$

де $F_{\sigma i}$ – сила тертя сипучих добрив по боковій i -тій поверхні обмеженого простору живильного устрою, H ;

P_T – сила тяжіння маси сипучих добрив, H .

Крім того, шар сипучих добрив, який переміщується в зоні підйому живильного устрою, повинен знаходитись у рівноважному стані, який забезпечується за умови:

$$f_{\max} \leq f, \quad (2)$$

де f_{\max} – найбільший коефіцієнт тертя сипучих добрив по одній із обмежувальних бокових поверхонь живильного устрою;

f – коефіцієнт внутрішнього тертя мінеральних добрив.

Для визначення максимального кута підйому сипучих мінеральних добрив у рівноважному стані, виділимо в зоні його підйому безкінечно тонкий елементарний об'єм 1-2-3-4-5-6-7-8 масою dm , обмежений з бокових сторін стрічкою, зовнішньою поверхнею кожуха шнека і боковими поверхнями кілець (рис. 2).

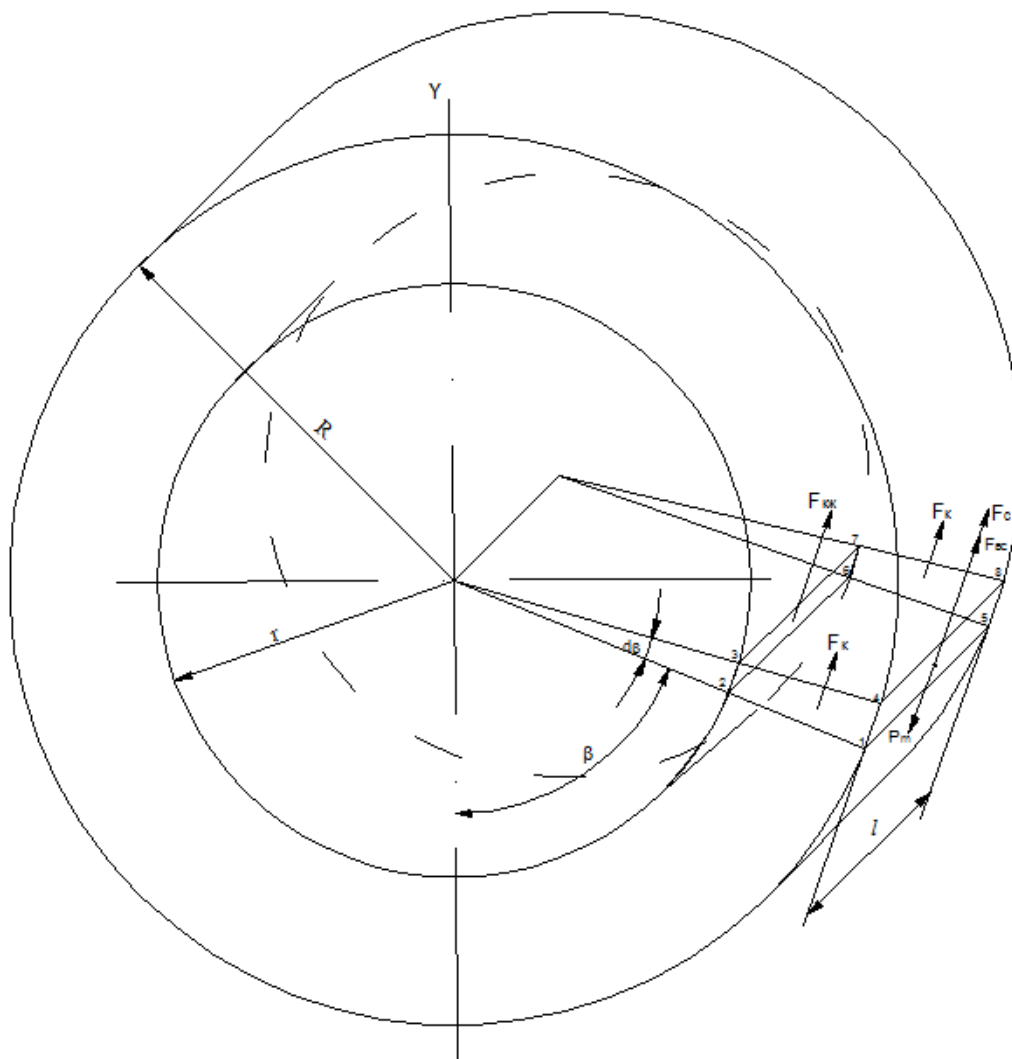


Рис.2 – Розрахункова схема до визначення максимального кута підйому сипучих добрив у шнековому живильному пристрої примусової подачі

Переміщення шару добрив в зоні підйому живильного пристрою, відбувається під дією сил тертя. Однією із таких сил, що діє на елементарний об'єм масою dm , є сила тертя F_{fc} по стрічці від дії відцентрової сили інерції, величина якої визначається по наступній залежності:

$$F_{fc} = \frac{1}{2} f_c \cdot \omega^2 \cdot \frac{R+r}{2} \cdot \rho \cdot l \cdot (R^2 - r^2) d\beta, \quad (3)$$

де f_c – коефіцієнт тертя мінеральних добрив по стрічці;
 ω – кутова швидкість шнекового розподільчого органу, $rad/сек$;

R, r – зовнішній і внутрішній відповідно радіус кілець устрою, m ;
 l – відстань між суміжними кільцями живильного устрою, m ;

На виділений елементарний об'єм масою dm зі сторони бокових поверхонь кілець живильного устрою діє сила тертя F_k , величина якої визначається за формулою:

$$F_k = n \cdot g \cdot f_k \cdot dm, \quad (4)$$

де n – коефіцієнт бокового тиску сипучих добрив на елементарний об'єм масою dm , який для шару сипучих добрив, що знаходиться в граничному рівноважному стані, визначається за наступною залежністю [1]:

$$n = 1 + 2f^2 - 2f\sqrt{1+f^2}, \quad (5)$$

g – прискорення сили тяжіння, $m/сек^2$;

f_k – коефіцієнт тертя добрив по боковій поверхні кілець.

Після підстановки відповідних значень у формулу (4), отримали наступну залежність для визначення величини сили тертя F_k , у вигляді:

$$F_k = \frac{1}{2}(1 + 2f^2 - 2f\sqrt{1+f^2}) \cdot g \cdot f_k \cdot \rho \cdot l \cdot (R^2 - r^2) d\beta. \quad (6)$$

На елементарний об'єм масою dm діє сила тертя F_c по стрічці, яка визначається по наступній залежності:

$$F_c = \frac{1}{2} g \cdot f_c \cdot \rho \cdot l \cdot (R^2 - r^2) \cos \beta \cdot d\beta, \quad (7)$$

На виділений елементарний об'єм масою dm зі сторони кожуха діє сила тертя $F_{кж}$, яка визначається за наступною залежністю:

$$F_{кж} = \frac{1}{2} \cdot (1 + 2f^2 - 2f\sqrt{1+f^2}) \cdot g \cdot f_{кж} \cdot \rho \cdot l \cdot (R^2 - r^2) \cos \beta \cdot d\beta, \quad (8)$$

де $f_{кж}$ – коефіцієнт тертя добрив по зовнішній поверхні кожуха.

В протилежному напрямку силам тертя, що діють на елементарний об'єм масою dm з бокових його сторін, діє сила тяжіння P_m маси dm , яка визначається по наступній залежності:

$$P_m = \frac{1}{2} g \cdot \rho \cdot l \cdot (R^2 - r^2) \sin \beta \cdot d\beta. \quad (9)$$

Рівняння рівноважного стану сипучих добрив в зоні підйому живильного устрою має наступний вигляд:

$$F_{\omega.C} + 2F_k + F_c + F_{кж} - P_m = 0. \quad (10)$$

Після підстановки в рівняння (10) відповідних значень і його інтегрування отримали рівняння рівноваги виділеного об'єму dm :

$$\frac{1}{2} \rho \cdot l \cdot (R^2 - r^2) \cdot \left[(f_c \cdot \omega^2 \cdot \frac{R+r}{2} + 2g \cdot n \cdot f_k) \cdot (\beta_{np} - \beta_0) + \right. \\ \left. + g \cdot (f_c + n \cdot f_{kжс}) \cdot (\sin \beta_{np} - \sin \beta_0) + g \cdot (\cos \beta_{np} - \cos \beta_0) \right] = 0. \quad (11)$$

Результати теоретичних досліджень примусової подачі сипучих добрив експериментальним живильним устроєм з використанням залежності (11) приведені на рис. 3.

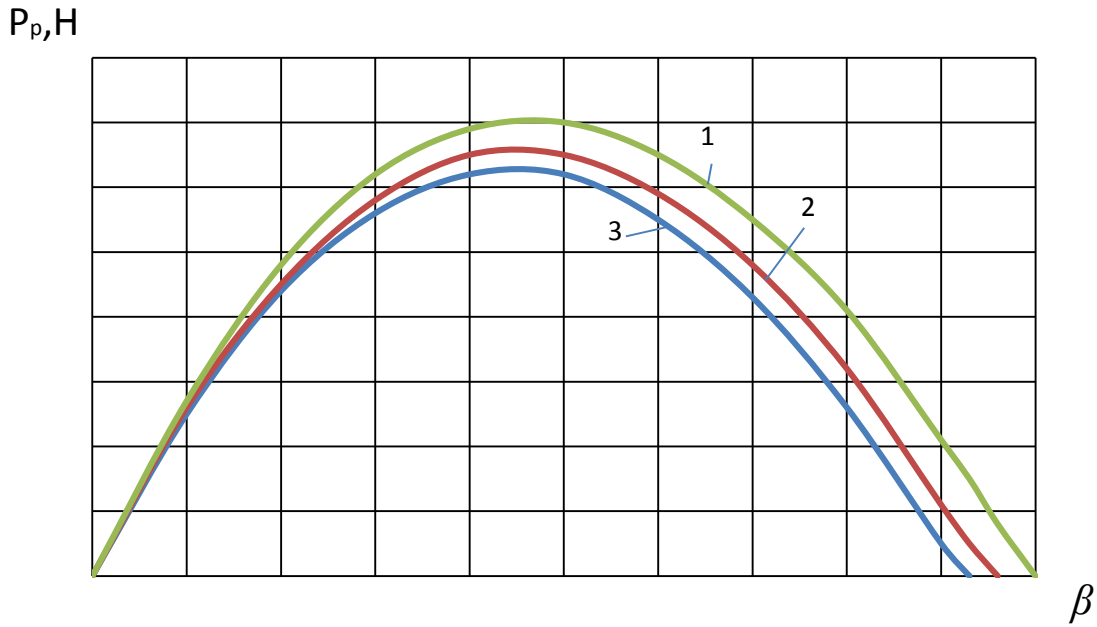


Рис. 3 – Характер дії результуючої сили P_p на гранульований суперфосфат під час переміщення в обмеженій зоні експериментального шнекового живильного устрою: 1 – $\omega = 3,06$ рад/с; 2 – $\omega = 2,04$ рад/с; 3 – $\omega = 1,02$ рад/с

Аналіз результатів теоретичних досліджень показав, що на початку підйому результуюча сила P_p , що діє на шар сипучих добрив, збільшується і досягає свого максимуму при $\beta = 45...48^\circ$. При подальшому переміщенні добрив результуюча сила P_p поступово зменшується і повністю урівноважується силами тертя при досягненні кута $\beta = 90...100^\circ$, що визначає максимальний кут їх підйому в обмеженій зоні живильного устрою, а отже і положення його вихідного вікна.

Список використаних джерел

1. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов/Р.Л. Зенков - М.: Машиностроение. 1964. - 252 с.
2. Романюк Г.С. Розробка засобів та обґрунтування параметрів процесу локального внесення в ґрунт сипучих мінеральних добрив: Автореф. десерт. канд. техн. наук/ Г.С. Романюк. - Харків, 2004. - 20 с.
3. Шерстюк В.С. Обґрунтування параметрів процесу висіву мінеральних добрив розподільчо-дозуючим пристроєм: Автореф. десерт. канд. техн.

наук/ В.С. Шерстюк. - Харків, 2005. - 21с.

4. Патент 94881 Україна, А 01 С 15/00. Машина для внесення сипучих мінеральних добрив/ Фесенко Г.В., Сівцов О.В., Сівцов Ю.В., Дуденко В.П.- №201011659; заявл. 30.09.2010; опубл.10.06.2011. Бюл.№11.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО УГЛА ПОДЪЁМА СЫПУЧИХ УДОБРЕНИЙ ПИТАТЕЛЬНЫМ УСТРОЙСТВОМ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ШНЕКОВОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

Сивцов А.В.

Обоснованы зависимости действующих сил на шар сыпучих удобрений в зоне подъёма ограниченного пространства питательного устройства экспериментального шнекового распределительного органа. Определено в зоне подъёма верхнее положение гранулированного суперфосфата.

Abstract

RATIONALE FOR MAXIMUM LIFT CORNER BULK FERTILIZERS NUTRITIONALLY DEVICE EKSPERIMEN-MENTAL AUGER DISTRIBUTION AUTHORITIES

O. Sivtsov

Justified based on the ball of the forces in the area of bulk fertilizers rise of limited space auger feed device eksperimentalnogo rozpredelitelnogo body. Defined in the area rise up position granular superphosphate.

УДК 631.31

МАЛОНАПІРНИЙ РОЗПИЛЮВАЧ ОПРИСКУВАЧА РІДКИХ ХІМІКАТІВ

Калюжний О.Д., доц., к.т.н., Рідний Р.В., доц., к.т.н., Меджидов Р.Р., інж.
*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Наведені результати пошукових досліджень розпилювачів для внесення малих доз рідких хімікатів, що подаються самопливом.

Постановка проблеми. Ефективне використання рідких мінеральних добрив, гербіцидів та отрутохімікатів у сучасному сільськогосподарському виробництві є однією з умов отримання стабільних врожаїв сільськогосподарських культур. Але існує проблема виконання вимог по забезпеченню високого ступеню рівномірності при розподіленні малих доз

речовини (до 10 кг/га). Тому розробка технічних засобів, що забезпечують виконання цих вимог залишається актуальною.

Аналіз досліджень. Для внесення рідких хімікатів поверхневим способом в теперішній час використовуються машини ОПШ-2000, ОП-2000-2-05, МЗУ-320, ОП-800 та ін. [1]. Ці машини, незважаючи на їх різноманітність, мають розпилювачі, які працюють за рахунок того, що рідина подається до форсунок під значним тиском і в подальшому розпилюється. Існуючими оприскувачами складно забезпечити необхідну рівномірність розподілення хімікатів по поверхні малими дозами, так як малі отвори форсунок у цих випадках мають підвищену схильність до забивання. А враховуючи те, що в процесі роботи якість оприскування не контролюється, то це призводить до порушення і норми і рівномірності внесення хімікатів.

В ХНТУСГ ім. Петра Василенка були виконані пошукові роботи з розробки засобів малонапірної подачі хімікатів в розпилювач. В результаті роботи запропоновано пристрій для внесення малих доз з використанням гравітаційної подачі та дозування [2], а також проведено дослідження його роботи.

Метою роботи було проведення пошукових досліджень конструкцій та роботи розпилювачів для малонапірної подачі рідких хімікатів.

Виклад основного матеріалу. Особливістю роботи розпилювачів з гравітаційною подачею є необхідність забезпечення заданої дисперсності рідкої фази, яка подається малими напором та малими дозами. У зв'язку з цим виникає необхідність ставити вентилятор в кожен розпилювач, а кількість розпилювачів (враховуючи їх малу продуктивність) збільшити до 8...12.

Були розроблені та випробувані декілька конструкцій розпилювачів. В розпилювачі з відцентровою подачею рідини (рис. 1) подавач обертався разом із крильчаткою. Випробування показали, що при викиданні відцентровою силою рідини лише невелика її частина підхоплюється та здрибнюється повітряним потоком, а більша її частина стікала по корпусу до низу і видувалася із нього краплями.

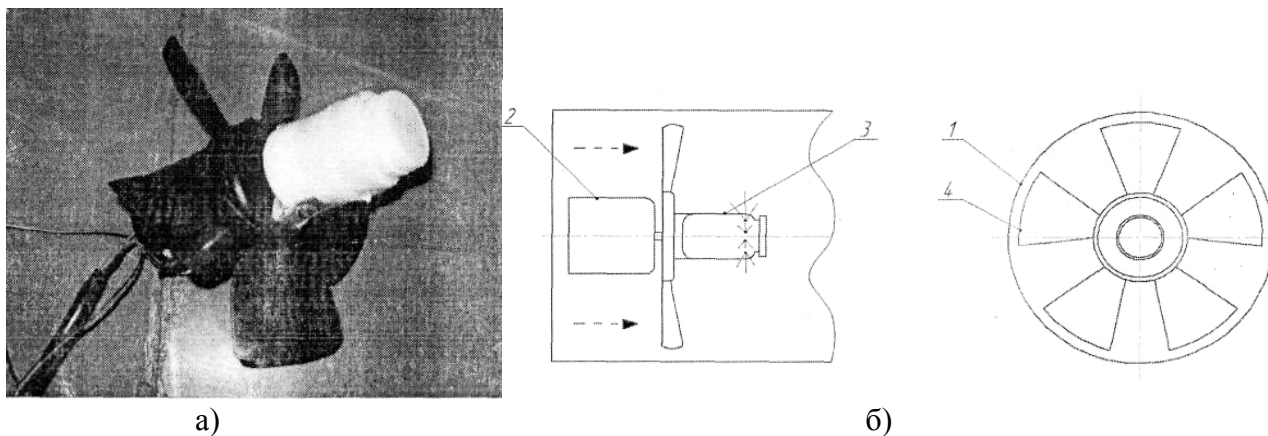


Рис. 1 – Розпилювач з відцентровим подаванням рідини: а) – загальний вигляд (без корпусу); б) – схема: 1 – корпус, 2 – електродвигун, 3 – відцентровий розпилювач, 4 – крильчатка

В розпилювачі з подаючою трубкою та розпилюючим патрубком (рис. 2) ефект здрибнення крапель був більш суттєвим. Досягався він за рахунок

зменшення поперечного перерізу повітроводу 5 (рис. 2) у порівнянні з діаметром корпусу 1 (рис. 1) який був одночасно і повітроводом. Разом із тим результати були незадовільними, так як і цьому випадку значна кількість рідини стікала по трубці повітроводу 5 і видувалася із нього краплями.

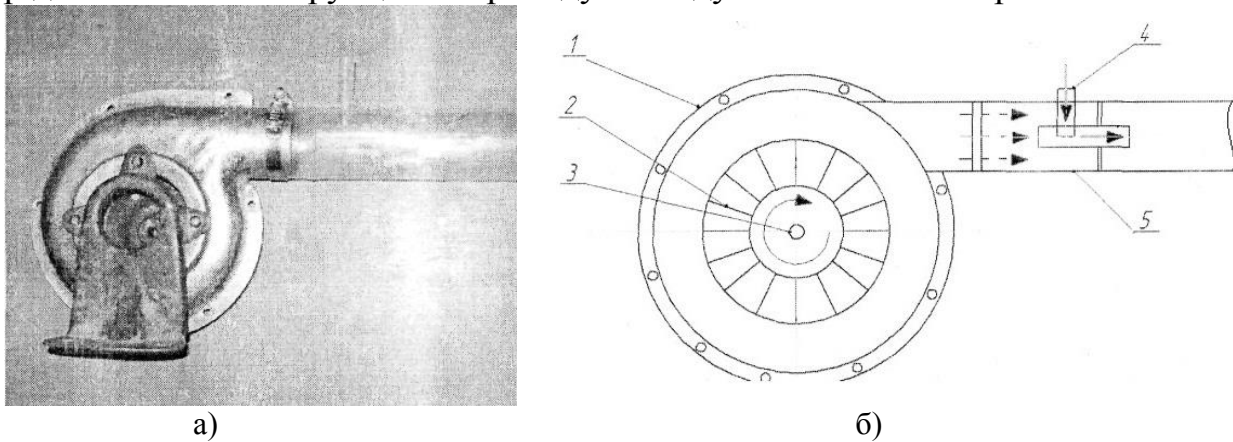


Рис. 2 – Розпилювач з подаванням рідини патрубком: а) – загальний вигляд; б) – схема: 1 – корпус, 2 – крильчатка, 3 – електродвигун, 4 – патрубок подачі рідини, 5 – повітропровід

Випробування дослідних конструкцій підтвердило можливість створення розпилювача малих доз рідких хімікатів із гравітаційною подачею і визначило напрям їх удосконалення, а саме використання багатоступеневого здрібнення крапель рідини, що подається в розпилювач. Враховуючи отриманий досвід була запропонована конструкція повітряно-рідинного розпилювача (рис. 3).

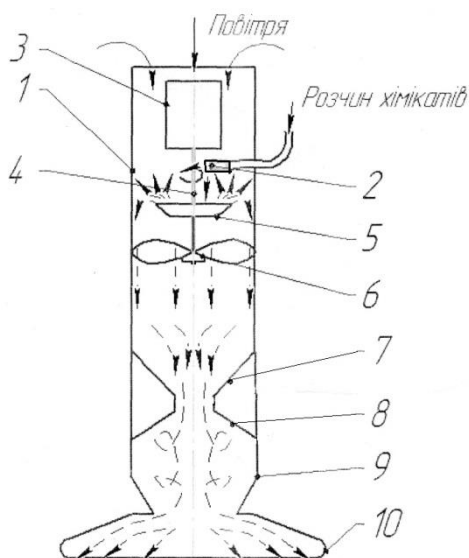


Рис. 3 – Схема повітряно-рідинного розпилювача: 1 – корпус, 2 – калібрований кінцевик, 3 – електродвигун, 4 – подовжений вал, 5 – тарілка, що розбризкує рідину, 6 – крильчатка, 7 – конфузور, 8 – дифузор, 9 – вихрова камера, 10 – патрубок, що розсіює аерозольну суміш

Повітряно-рідинний розпилювач являє собою вертикальний трубчатий корпус 1 з підведеною до його верхньої частини трубкою подачі рідини з каліброваним кінцевиком 2. В середині корпусу 1 встановлено електродвигун 3 з подовженим валом 4 на якому послідовно закріплені тарілка 5, що розбризкує рідину та крильчатка 6. Після крильчатки 6 корпус розпилювача 1 послідовно переходить в конфузор 7, дифузор 8 та вихрову камеру 9, яка закінчується розсіюючим патрубком 10 з щілиновидним соплом.

Працює оприскувач наступним чином. Розчин хімікатів із баку самопливом під дією гідростатичного тиску через трубопровід з каліброваним

наконечником 2 попадає на тарілку 5 з конусоподібними бортами з дрібними отворами. Під дією відцентрової сили на тарілці 5 розчин частково через дрібні отвори, а частково сходячи вверх по конічній поверхні подрібнюється на дрібні краплі і підхоплюється струменем повітря, що створюється крильчаткою 6. Отримана аерозольна суміш під дією динамічного напору проходить через конфузор 7, дифузор 8 та вихрову камеру 9, що забезпечує суттєве підвищення турбулентності струменю повітря, та надає аерозольній суміші необхідну консистенцію дисперсності. Через щілиновидне сопло розсіючого патрубку 10 аерозольна суміш спрямовується на об'єкт оприскування.

Використання в запропонованому розпилювачі оприскувача конструктивного рішення, в якому дозуючий бачок (враховуючи малі дози витрат хімікатів) забезпечує їх гравітаційне дозування і подавання значно спростить його конструкцію. Використання в розпилювачах індивідуальних вентиляторів та ступеневого подрібнення крапель розчинів хімікатів в кожному із розпилювачів діями відцентрової сили тарілки розбризкувача, струменя повітря, конфузора, дифузора та вихрової камери, забезпечать необхідну ступінь здрібнення розчинів хімікатів та підвищать надійність роботи оприскувача.

Висновок. Проведені пошукові роботи дозволили обґрунтувати схему конструкції розпилювача для розчинів хімікатів з багатоступеневим здрібненням крапель хімікатів, що подаються малим напором.

Список використаних джерел

1. Бакум М.В. Сільськогосподарські машини. Частина 2. Машини для внесення добрив / Бакум М.В., Бобрусь І.С. та ін. // Харків: ХНТУСГ, 2008. -288с.
2. Калюжный А.Д. Устройство для внесения жидких минеральных удобрений с гравитационным дозированием / Калюжный А.Д., Ридный В.Ф., Меджидов Р.Р. // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка „Механізація сільськогосподарського виробництва та переробки сільськогосподарської продукції”. Вип. 103. – Харків, 2010. – С.108-111.
3. Калюжный О.Д. Дослідження роботи дозуючого пристрою для внесення малих доз рідких хімікатів / Калюжный А.Д., Ридный В.Ф., Рідний Р.В., Меджидов Р.Р. // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Вип. 124. Том 1 – Харків, 2012. – С.48-53.

Аннотация

МАЛОНАПОРНЫЙ РАСПЫЛИТЕЛЬ ОПРЫСКИВАТЕЛЯ ЖИДКИХ ХИМИКАТОВ

Калюжный А.Д., Ридный Р.В., Меджидов Р.Р.

Приведены результаты поисковых исследований распылителей для внесения малых доз жидких химикатов которые подаются самотёком

Abstract

LOW PRESSURE SPRAYER SPRAYER LIQUID CHEMICALS

O. Kalyuzhny, R. Ridny, R. Majidov

The results of exploratory research dispensers to make small doses of liquid chemicals which are fed by gravity.

УДК 631.33

ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ОСАДІВ СТІЧНИХ ВОД В ЯКОСТІ ОРГАНО-МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ В УМОВАХ УКРАЇНИ

Рудницький Є.М., асистент

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

В статті представлені дослідження доцільності використання осадів стічних вод в якості органо-мінеральних добрив в умовах України.

Вступ. Проблема утилізації осадів стічних вод (ОСВ), що утворюються на каналізаційних очисних спорудах міст, є екологічною і економічною проблемою захисту навколишнього середовища і 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. 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. 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 [1-8] 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 [1-3, 5, 7]. У зв'язку з цим розробка заходів щодо ефективного використання ОСВ у сільському господарстві набуває важливого значення.

ОСВ в сільськогосподарському виробництві [9-15] України переважно використовують в якості біомеліорантів. Застосовують також термічно осушені ОСВ, які мають вологість близько 35...40% та представляють собою санітарно незаражений 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.

Постановка задачі. Метою даного дослідження є обґрунтування доцільності внесення ОСВ в якості органо-мінеральних добрив в умовах України.

Виклад основного матеріалу. За останні десятиліття в деяких районах України спостерігається зниження вмісту гумусу в ґрунтах – основного носія родючості (рис. 1). Щорічно з 1 га орних земель виносяться поживні речовини та близько 0,5...0,6 т гумусу, який не відновлюється внаслідок недостатнього внесення в ґрунт органічних і мінеральних добрив. При рекомендованій фахівцями дозі органічних добрив 10...12 т/га фактично вноситься 1,5...2,5 т/га [16].

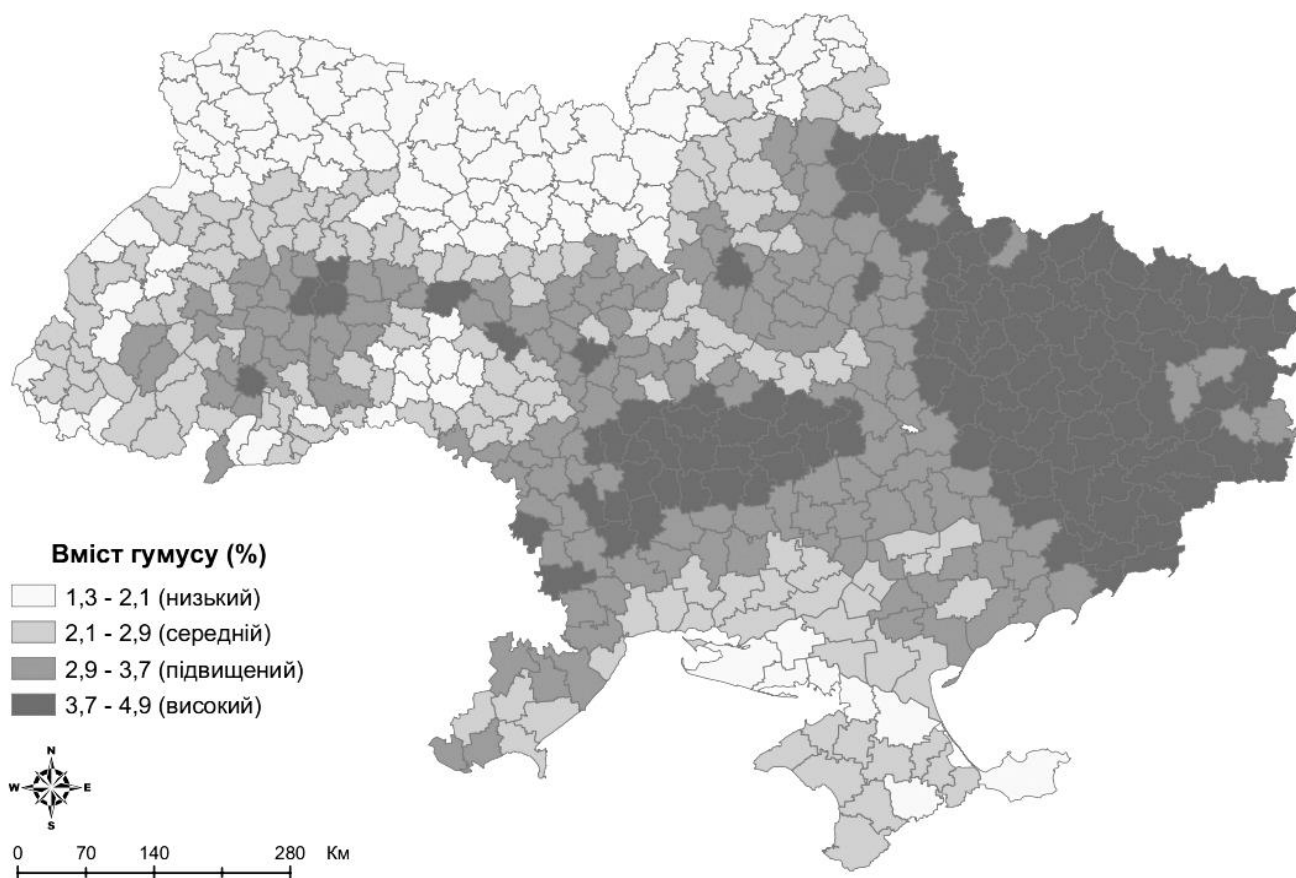


Рис. 1 – Середньозважений вміст гумусу у ґрунтах по районах України [2]

Крім цього, на родючість ґрунтів негативно впливає вирощування технічних культур, що використовуються для виробництва біопалива (ріпак, соняшник та інші культури).

Свого часу рівень застосування органічних добрив у землеробстві України постійно зростав і в середньому за 1986-1990 рр. складав 267 млн. т/рік. Проте в 2001-2005 рр. їх було внесено всього 19 млн. т/рік, а в 2008 р. – 10,5 млн. т/рік [6]. Зниження застосування органічних (рис. 2) і мінеральних (рис. 3) добрив в землеробстві (за даними Держкомстату) призвело до від'ємного балансу гумусу в ґрунтах, погіршення родючості і зниження

продуктивності землеробства. Для стабілізації процесів гумусоутворення щорічно потрібно вносити понад 186 млн. т органічних добрив (10 т/га посівної площі) [18]. Разом з цим за останні 3...5 років відмічається ріст середнього рівня цін на добрива. Цю проблему можна вирішити шляхом застосування органо-мінеральних добрив на основі ОСВ.

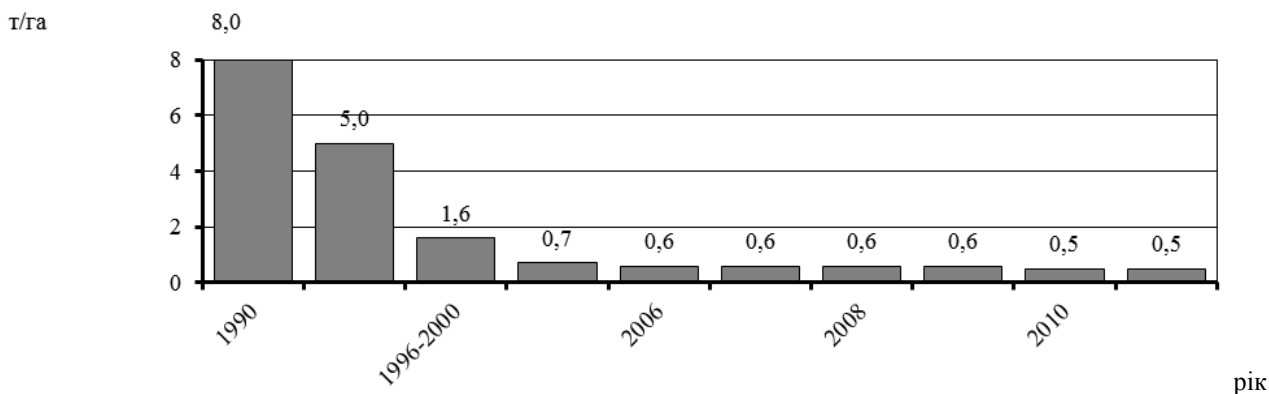


Рис. 2 – Динаміка внесення органічних добрив в Україні на протязі останніх років

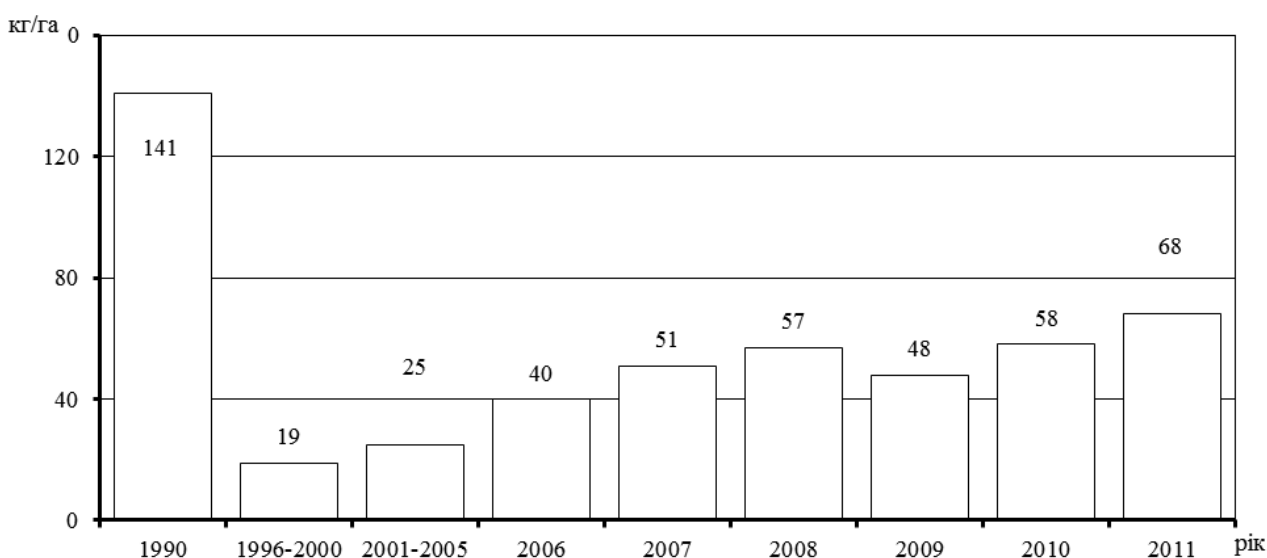


Рис. 3 – Динаміка внесення мінеральних добрив в Україні на протязі останніх років

Серед екологічних проблем у світі та Україні існує проблема зростаючої кількості і різноманітності відходів [6, 7]. Найбільш складною та невирішеною є проблема використання осадів стічних вод (ОСВ), що утворюються на каналізаційних очисних спорудах міст. ОСВ являють собою окремий вид відходів, утворення яких в умовах міст становить 30...45% від загальної кількості відходів виробництва і споживання. Так, внаслідок урбанізації, на території України щороку утворюється понад 50 млн. м³ осаду з вологістю 95...98% і приблизно 40 млн. м³ з вологістю 60...70%, ОСВ, які містять (тис. тонн): азоту – 40, фосфору – 35, калію – 3 [9]. Для порівняння в Росії на 1 га території приходить – 6,6 м³ стічних вод, Білорусі – 3,9 м³, в Україні – 19,6 м³ [8].

Зростання об'ємів навантаження ОСВ на мулові карти вимагає розширення площ для його зберігання або видалення осаду з метою подальшої

його утилізації [6, 10]. З минулих років не утилізовано понад 50 млн. тонн ОСВ (суха речовина). Для облаштування сховищ з метою зберігання ОСВ із господарського обігу виключено понад 10 тис. га сільськогосподарських земель. Площа діючих мулових майданчиків для зневоднення ОСВ становить близько 40 тис. га цінних земель [11]. Ці території в більшості не мають гідроізоляції та є джерелом забруднення ґрунтових вод та повітря.

На пострадянському просторі та у сучасній Україні питанням утилізації ОСВ в якості органо-мінеральних добрив займалися: Р.А. Афанасьєв, А.І. Фірсова, А.П. Шванська, С.Д. Беляєва, Л.І. Гюнтер, Л.Л. Гольдфарб, І.С. Туровський, А.З. Евілевіч, І.І. Жамілова, Р.Х. Турсункулова, В.Є. Лотош, Г.Є. Мерзла, Н.Г. Сучкова, К.Б. Сорокіна, С.Б. Козловська, Р.П. Воробйова, А.А. Ратніков, Д.П. Гостищев, А.Х. Кулікова, І.А. Абрамовіч, В.А. Касатіков, В.М. Кириленко, В.Є. Дишлюк та інші.

Шляхом численних досліджень, які проводилися протягом багатьох років, доведена можливість доцільного та безпечного використання ОСВ у сільському господарстві [1-8]: розглянуті методи очищення ОСВ та напрямки їх утилізації, досліджено вплив ОСВ на підвищення родючості ґрунтів, врожайність і якість вирощуваних культур, визначені терміни і дози внесення, виконано підбір відповідних культур та агротехнічних прийомів обробітку сільськогосподарських культур.

В складі ОСВ міститься значна кількість азоту, фосфору, калію і за концентрацією цих елементів [1-8, 19] вони не поступається традиційним органічним добривам і меліорантам, а іноді навіть перевершують їх. Однак небезпечна наявність в осадах великої кількості важких металів (ВМ) і інших токсикантів обмежує використання відходів у якості добрив в Україні.

Аналіз складу ОСВ які знаходилися на мулових майданчиках понад трьох років показав (табл. 1), що за основними показниками не всі ОСВ придатні до внесення в ґрунт та відповідають вимогам (табл. 2), що пред'являються до добрив із ОСВ в Україні та країнах світу [19].

Тому, при внесенні у сільськогосподарські угіддя ОСВ з мулових майданчиків очисних споруд, потрібно робити попередні дослідження осаду на концентрацію ВМ, вміст біогенних елементів, визначати санітарно-гігієнічні показники і вже на підставі аналізу цих даних робити висновки про придатність використання конкретних ОСВ у якості добрива.

У багатьох країнах накопичений досвід використання органо-мінеральних добрив створених на основі ОСВ і застосування їх у сільському господарстві, яке не завдає шкоди природному середовищу.

За кордоном, в залежності від регіональних геоекологічних особливостей країн, в агровиробництві використовують від 10 до 90% накопичених ОСВ, в країнах Європейської економічної спільноти 30...40% [7].

У світі простежується стійка тенденція до щорічного зростання показника використання ОСВ в сільському господарстві в загальних обсягах утилізації. Але в різних країнах ці показники дуже відрізняються (рис. 4). Навіть підходи в межах однієї і тієї ж країни, наприклад Німеччини, можуть сильно відрізнятися:

в північній частині Німеччини частка сільськогосподарського використання ОСВ складає більше 60%, в той час як на півдні країни – менш 20%.

Численними дослідженнями закордонних та вітчизняних вчених доведено збільшення вмісту гумусу та підвищення врожайності сільськогосподарських культур при застосуванні органо-мінеральних добрив на основі ОСВ. Так, в умовах України, при внесенні ОСВ [12], під кукурудзу на зелений корм (з нормою внесення 10 т/га) в умовах зрошення врожайність підвищилася на 33,5%, під ріпак (10 т/га) в умовах не зрошування на 24,0%.; під кукурудзу [13] на силос (0,3 т/га) на 90% і (2,2 т/га) на 74%. За даними А.П. Шванської [14] використання ОСВ (вологістю 80% і нормою внесення 30 т/га) дає приріст врожайності капусти та картоплі приблизно 30...32%. Відзначено [15] підвищення врожайності ячменю на 18,3%, соняшника – на 14,7%.

Таблиця 1 – Характеристики фактичного вмісту важких металів у ОСВ деяких містах України [20-23]

| Назва елементу ВМ | Фактичний зміст ВМ, (мг/кг сухої речовини) у пробах ОСВ в Україні | | | | |
|----------------------|---|--|---|--|-------------------|
| | м. Суми | м. Київ (Бортницька станція аерації) | м. Харків (Безлюдівський комплекс біологічної очистки) | м. Харків (Диканівський комплекс біологічної очистки) | м. Луганськ |
| Кадмій (Cd) | 14,22 | 55,00 | 6,44 | 8,83 | 18,93 ± 13,86 |
| Кобальт (Co) | 3,99 | - | - | - | 34,13 ± 7,57 |
| Нікель (Ni) | 223,20 | 280,00 | 160,00 | 294,58 | 149,00 ± 69,62 |
| Стронцій (Sr) | - | - | 104,50 | 116,67 | - |
| Свинець (Pb) | 87,21 | 650,00 | 172,00 | 243,83 | 92,73 ± 41,37 |
| Хром +3 (Cr+3) | 421,23 | 1130,00 | - | - | - |
| Мідь (Cu) | 373,51 | 740,00 | 675,00 | 1379,2 | 287,00 ± 122,35 |
| Марганець (Mn) | 171,49 | - | 745,30 | 940,83 | 338,00 ± 16,00 |
| Цинк (Zn) | 1078,05 | 1960,00 | 847,00 | 893,33 | 372,67 ± 26,35 |
| Залізо (Fe) | - | - | 13500 | 22833,33 | 17408,30 ± 658,33 |

Таблиця 2 – Вимоги до змісту ВМ в ОСВ, що застосовуються в якості добрив в Україні та країнах світу

| Важкі метали | Вимоги до змісту ВМ в ОСВ, що застосовуються в якості добрив (мг/г сухої речовини) | | | | | | | | |
|--------------|--|-------|---------|-----------|---------|-----------|-----|------------|-----------|
| | Україна | Росія | Австрія | Німеччина | Франція | Фінляндія | США | Нідерланди | Швейцарія |
| Ртуть (Hg) | 15 | 15 | 10 | 20 | 8 | - | - | 10 | 10 |
| Кадмій (Cd) | 30 | 30 | | 20 | 15 | 30 | 50 | 10 | 30 |
| Кобальт (Co) | 100 | - | | | 20 | 100 | - | - | - |
| Нікель (Ni) | 200 | 400 | 100 | 200 | 100 | 500 | 150 | 50 | 200 |

| | | | | | | | | | |
|--|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Стронцій (Sr) | 300 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Свинець (Pb) | 750 | 500 | 100 | 1200 | 300 | 1200 | 500 | 500 | 1000 |
| Хром ⁺³ (Cr ⁺³) | 750 | 1000 | - | 1200 | 200 | 1000 | 500 | 500 | 1000 |
| Мідь (Cu) | 1500 | 1500 | 500 | 1200 | 1500 | 3000 | 750 | 500 | 100 |
| Марганець (Mn) | 2000 | - | - | - | - | 3000 | - | - | - |
| Цинк (Zn) | 2500 | 3500 | 2000 | 3000 | 300 | 5000 | 1500 | 2000 | 3000 |
| Залізо (Fe) | 25000 | - | - | - | - | - | - | - | - |

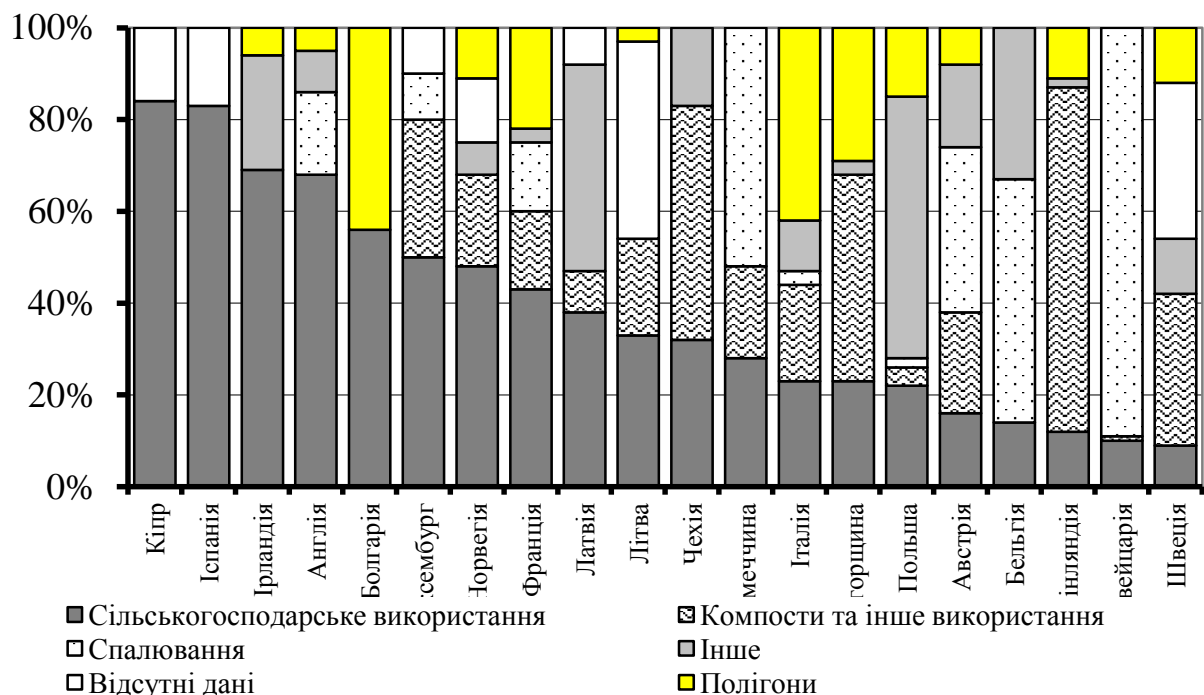


Рис. 4 – Структура методів утилізації ОСВ у країнах світу [7]

Аналіз способів внесення органо-мінеральних добрив з ОСВ у ґрунт дозволяє поділити їх на три основні групи: внесення рідких ОСВ (з вологістю 99,5...93,0%), зневоднених (80,0...86,0%) та сухих (25,0...10,0%).

Рідкі ОСВ являють собою рідку текучу масу. Їх внесення здійснюють шляхом зрошення та дощування сільськогосподарських полів, садів та виноградників за допомогою мережі трубопроводів, автоцистернами, дощувальними машинами, з використанням інжекційних пристроїв для введення у ґрунт рідкого гною.

Сухі ОСВ після термічного сушіння являють собою сипкий матеріал, ззовні схожий на трохи зволожений ґрунт. Для більш зручного використання та виключення пилення можлива його грануляція. Транспортування сухих ОСВ і внесення їх в ґрунт є досить зручним і проводиться звичайними сільськогосподарськими машинами для внесення добрив.

Зневоднені ОСВ мають вигляд колоїдної маси. Їх перевозять автотранспортом з щільним кузовом до місць внесення, а для внесення у ґрунт застосовують розливальні машини з рухомим дном або турбінні розкидачі. Але дані засоби механізації не знайшли широкого використання, оскільки потребують значного доопрацювання конструкції з урахуванням фізико-механічних властивостей ОСВ.

Висновки

1. Застосування ОСВ як добрива біологічно виправдано, економічно доцільно і є найбільш раціональним способом утилізації цього виду відходів в умовах розбалансованого сільськогосподарського виробництва України.

2. В Україні виникає потреба в пошуку альтернативних та додаткових джерел органічних і мінеральних добрив, насамперед через невтішні прогнози щодо через скорочення поголів'я великої рогатої худоби і отримання в найближчі роки необхідної кількості гною.

3. Доцільність використання ОСВ в якості добрива в сільськогосподарському виробництві зумовлена їх агрохімічною цінністю, оскільки ОСВ є джерелом поживних елементів, значною мірою еквівалентним гною.

4. Запровадження сучасних технологій (очищення ОСВ і видалення ВМ) дозволяє забезпечити галузь сільського господарства дешевими органо-мінеральними добривами і зменшити площі мулових карт.

5. Причиною обмеженого застосування ОСВ (активного мулу з мулових майданчиків) у сільському господарстві є недостатнє вивчення та низький рівень технічних розробок.

6. Внесення зневоднених ОСВ з мулових майданчиків з вологістю 80...40% є ускладненим і обмеженим у сільськогосподарському виробництві, оскільки за своїми фізико-механічних властивостями вони не дозволяють використовувати майже жодного з відомих засобів механізації для внесення добрив без значного доопрацювання конструкції.

Список використаних джерел

1. Pescod M.B. Wastewater treatment and use in agriculture [Електроний ресурс] / Pescod, M.B.: Food and agriculture organization of the united nations: Rome, 1992.
2. Sludge Treatment and Disposal [Текст]: Management Approaches and Experiences. By ISWA's Working Group on Sewage & Waterworks Sludge. Environmental Issues Series. – No. 7 – 54 p.
3. Евилевич А.З. Утилизация осадков сточных вод [Текст] / А.З. Евилевич, М.А. Евилевич. – Л.: Стройиздат, 1988. – 248 с.
4. Евилевич А.З. Утилизация осадков сточных вод [Текст] / Абрам Захарович Евилевич. – М.: Стройиздат, 1978. – 87 с.
5. Гольдфарб Л.Л. Опыт утилизации осадков городских сточных вод в качестве удобрения [Текст] / Л.Л. Гольдфарб, И.С. Туровский, С.Д. Беляева – М.: Стройиздат, 1983. – 60 с.
6. Концепція агрохімічного забезпечення землеробства України на період до 2015 року [Текст] / за ред. С.А. Балюка, М.В. Лісового. – Х: Мінагрополітики України, УААН, ННЦ Інститут ґрунтознавства та агрохімії ім. О.Н. Соколовського, 2009. – 37 с.
7. Обработка осадка сточных вод – опыт и полезные советы [Текст] / пер. с

- англ. А. Кузавко, под. ред. Л. Науменко. – Комиссия по окружающей среде Союза балтийских городов. – 125 с.
8. Національна екологічна політика України: стратегічні оцінки і рекомендації [Текст]: документ підготовлено в рамках проекту ПРООН/ГЕФ «Оцінка національного потенціалу в сфері глобального екологічного управління в Україні» / Ф.О. Доннелл та ін.; Програма Розвитку ООН, Глобальний Екологічний Фонд. – К.: б.в., 2007. – 57 с.
 9. Сало Т.Л. Агроекологічні та технологічні аспекти застосування у сільському господарстві осадів стічних вод міських очисних споруд [Текст] / Т.Л. Сало, В.Є. Дишлюк, А.В. Чернокозинський // Агроекологічний журнал. – 2001. – №12. – С. 38-43.
 10. Афанасьев Р.А. Подготовка и использование осадков сточных вод в качестве удобрений [Текст] / Р.А. Афанасьев, Г.Е. Мерзлая // Водоснабжение и санитарная техника. – 2003. – №1. – С. 25-29.
 11. Ютіна А.С. Дослідження в галузі зневоднення та утилізації каналізаційних і водопровідних осадів в роботах інституту «УкркомунНДПрогрес» [Текст] / А.С. Ютіна, І.Л. Бондар, В.В. Сачко // Доповіді Міжнародного Конгресу ЕТЕВК-2003. – Х.: Вокруг света, 2003. – С. 236-238.
 12. Кириленко В.М. Екологічні аспекти застосування осадів стічних вод в умовах південного Степу [Текст] / В.М. Кириленко // Аграрний вісник Причорномор'я. Сільськогосподарські, технічні, економічні науки. – Одеса: ОДАУ, 1999. – Вип. 51. – С. 21-27.
 13. Дишлюк В.Є. Вплив осадів стічних вод і продуктів їх переробки на мікробне угруповання та біологічну активність ризосферного ґрунту рослин кукурудзи [Текст] / В.Є. Дишлюк // Міжвідомчий тематичний науковий збірник. Сільськогосподарська мікробіологія. – К.: Інститут мікробіології і вірусології ім. Д.К. Заболотного, 2010. – Вип. 12 – С. 68-86.
 14. Шванская А.П. Использование свежего и зрелого осадка в качестве удобрений [Текст] / А.П. Шванская // Работы научно исследовательского отдела треста Мосочиствод. – М.: б.в., 1983. – №1. – С. 42-58.
 15. Зотов Н.И. Концептуальная модель потоков тяжелых металлов в агрофере при использовании осадков сточных вод [Текст] / Н.И. Зотов, О.А. Чернышева // Комм. хоз-во городов. – 2005. – №63. – С. 146-150.
 16. Скляр О.Г. Основи біогазових технологій та параметри оптимізації процесу зброджування [Текст] / О.Г. Скляр, Р.В. Скляр // Праці ТДАТУ. – 2009. – Т. 1, № 9. – С. 20-30.
 17. Придатко В.І. Стан ґрунтів: уміст гумусу [Електронний ресурс] / В. Придатко, Т. Лев, Ф. Кривий // Проект ІБНП, Україна. Індикатори біорізноманіття для національних потреб. Агробіорізноманіття. – Режим доступу: <http://www.ulrnc.org.ua/services/binu/is/PDF/Soil%20condition%20humus%20Ukr%20v3.pdf>. – 26.01.2005 р.
 18. Демидов О.А. Родючість ґрунтів потребує охорони [Текст] /

- О.А. Демидов, В.О. Греков, Л.В. Дацько // Аграрний тиждень. – № 16 (101). – К.: ТОВ «АВД-АГРО». – С. 10-11.
19. Технічні умови. Добриво із осадів стічних вод [Текст]: ТУ 204 України 76-93 / Держ. ком. України по житлово-комунальному господарству. – Харків.: б.в., 1994. – 16 с.
20. Пашутина Е.Н. Проблема нормирования содержания тяжелых металлов в биогумусе [Текст] / Е.Н. Пашутина, Г.Я. Дрозд, С.И. Давыдов // Научный вестник Луганского НАУ. Биологические науки. – Луганск: Элтон-2. – 2009. – № 8. – С. 66-69.
21. Сучкова Н.Г. Обработка осадка сточных вод с использованием биотехнологии для производства органо-минеральных удобрений [Электронный ресурс] / Н.Г. Сучкова, Л.П. Свиренко // Международная программа «Экополис». Вода. –№59. – Режим доступа: <http://www.vrenergy.ru/index.php/water/156-2010-12-03-07-47-54.html> – 03.12.2010 г.
22. Ракша Н.В. Органо-минеральные удобрения из остатков сточных вод [Электронный ресурс] / Н.В. Ракша, В.И. Тошинский // WasteEco: сотрудничество для решения проблемы отходов. 6-я Международная конференция, 8-9 апреля 2009 г. Харьков, Украина. – Режим доступа: <http://waste.ua/eco/2009/wastewater/fertiliser.pdf>
23. Дегтяр Д.І. Утилізація осаду стічних вод комунальних підприємств з отриманням біопалива та біодобрива [Електронний ресурс] / Д.І. Дегтяр, О.В. Горлінський, В.І. Карпенко // Проблеми екол. біотехнології. – 2012. – Режим доступа: <http://jrnl.nau.edu.ua/index.php/ecobiotech/article/view/773/750>.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ВНЕСЕНИЯ ОСАДКОВ СТОЧНЫХ ВОД В КАЧЕСТВЕ ОРГАНО-МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ В УСЛОВИЯХ УКРАИНЫ

Рудницкий Е.Н.

В статье представлено исследование целесообразности использования сточных вод в качестве органо-минеральных удобрений в условиях Украины.

Abstract

EXPEDIENCY STUDY OF THE INTRODUCTION OF SEWAGE SLUDGE AS ORGANIC FERTILIZERS IN UKRAINE

Y. Rudnytskiy

The paper presents a research the feasibility of making sewage sludge as organic fertilizers in Ukraine were analyzed.

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ОЧИСТКИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА И РАЗРАБОТКА ЦИКЛОНА АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Харченко С.А., к.т.н., доц., Гаек Е.А., асп.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Предложен способ повышения эффективности очистки воздушного потока на основании которого разработана конструкция циклона аспирационных систем зерноочистительных машин. Приведены результаты предварительных испытаний разработанного циклона, определены диапазоны варьирования конструктивно-технологических параметров его конструкции.

Анализ вопроса и задачи исследования. Технологический процесс передвижных сепараторов-ворохоочистителей СВС-15, СВС-5, ОВП-20, ОВВ-20, ОВС-25 сопровождается выделением пыли. Согласно ГОСТ 12.1.005-88 [1] запыленность воздуха обслуживающей рабочей зоны не должна превышать 4 мг/м^3 . Обслуживающей зоной при этом считают пространство высотой до 2м над уровнем пола или площадки, на которой находятся места постоянного или временного пребывания работающего персонала.

Для поддержания нормированной запыленности воздушного потока зерноочистительные машины снабжены пылеулавливающими устройствами, которые, согласно ГОСТ 25199 – 82 [2], представляют собой систему элементов, состоящую из пылеуловителя (аппарата для очистки газа от взвешенных частиц), разгрузочного устройства, регулирующего оборудования и вентилятора.

В большинстве случаев пылеулавливающие устройства зерноочистительных машин имеют две степени очистки: в первой – отделяются тяжелые и крупные частицы примесей (пылеосадочные камеры, жалюзийные инерционные пылеуловители, циклоны), во второй – воздушный поток доочищается от пыли (всасывающие и нагнетательные фильтры, более совершенные циклоны). Эффективность второй ступени определяет запылённость воздуха рабочей зоны.

Анализом известных исследований направленных на повышение эффективности процесса очистки воздушного потока, усовершенствование пылеулавливающих устройств установлены следующие способы: интенсификацией распределения частиц в потоке; оптимизацией технологических параметров (скорости и запыленности потока); разделением потока; изменением формы элементов конструкции (входного патрубка, стенок и т.п.); применением дополнительных конструктивных элементов, изменяющих траекторию движения потока; применением дополнительного воздушного потока, жидкости, звукового или электромагнитного полей; циркуляцией

запыленного потока; применением промежуточного отбора при помощи перегородок, криволинейных поверхностей, жалюзи и отверстий; регулированием отбора и с последующим отводом уловленных частиц; применением многоступенчатых пылеуловителей, которые расположены последовательно, параллельно или соединены в батарею; комбинированием устройств различного принципа действия.

Целью работы является повышение эффективности процесса очистки воздушного потока путём применения разработанного циклона, определение его конструктивно-кинематических параметров.

Реализация перспективного способа комбинированием устройств различного принципа действия заключалось в создании циклона с многодисковым доочистителем [3] (рис. 1, 2). Конструкция предусматривает воздействие сил инерции и гравитации на дисперсные частицы.

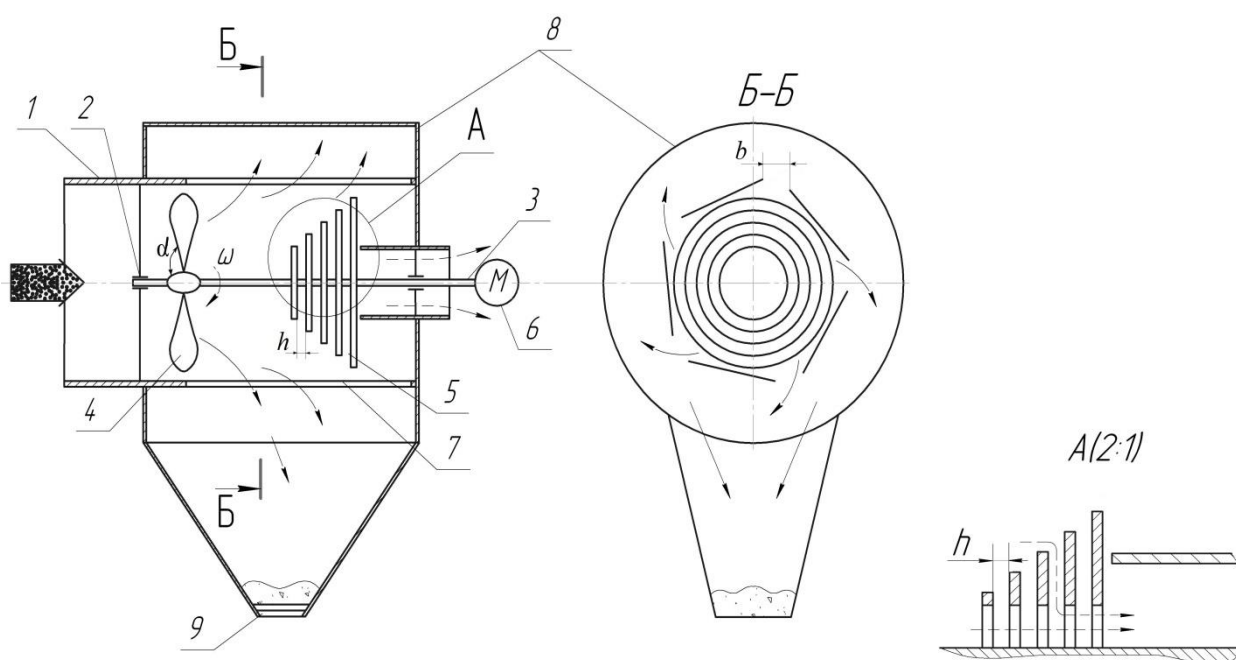


Рис. 1 – Конструктивная схема разработанного циклона с многодисковым доочистителем: 1 – цилиндрический корпус, 2 – опоры; 3 – вал; 4 – завихритель; 5 - многодисковый доочиститель; 6 – электродвигатель; 7 – жалюзи; 8 – пылесадочная камера; 9 - шлюзовой затвор; – движение запылённого воздушного потока; – дисперсных частиц; – очищенного воздушного потока

Запыленный воздушный поток поступает в циклон на лопасти подвижного завихрителя 4, который вращается с помощью двигателя 6. Центробежные силы направляют дисперсные частицы к стенкам корпуса 1 и через отверстия 7 в пылесадочную камеру 8. Очищенный воздушный поток выходит из циклона через диски доочистителя 5. За счет небольшого расстояния между дисками и отверстия внутри, оставшиеся дисперсные частицы не могут пройти и отбрасываются через отверстия 7 в пылесадочную камеру 8.

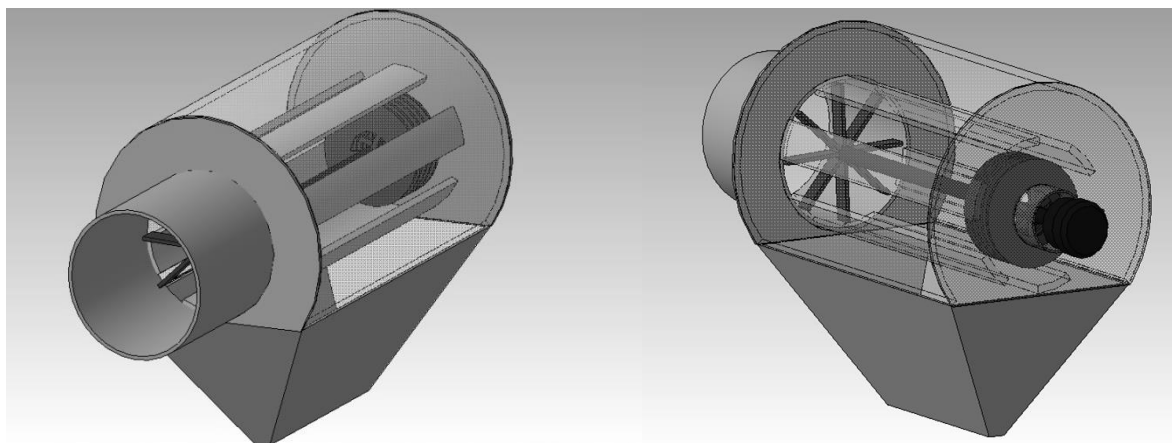


Рис. 2 – Общий вид разработанного циклона с многодисковым доочистителем

Для определения оптимальных конструктивно-кинематических параметров разработанного циклона в лаборатории кафедры оптимизации технологических систем имени Т.П. Евсюкова ХНТУСХ создана установка и проведены предварительные испытания. Для этого были выбраны следующие факторы (табл. 1): скорость воздушного потока V , расстояние между дисками h (рис. 1), угол наклона лопастей завихрителя α , ширина открытия жалюзи b , частота вращения ротора электродвигателя ω .

Таблица 1 – Конструктивно-кинематические параметры разработанного циклона

| № п/п | Параметры | Обозначение | Конструктивное осуществление | Диапазон варьирования |
|-------|---------------------------------------|-------------------|--------------------------------------|-----------------------|
| 1 | Скорость воздушного потока | V , м/с | Диафрагма на входе в циклон | 6-13 м/с |
| 2 | Угол атаки лопастей завихрителя | α , град | Наклон лопасти завихрителя | $10^\circ - 30^\circ$ |
| 3 | Ширина открытия жалюзи | b , мм | Перекрытием отверстий двух цилиндров | 5-20мм |
| 4 | Частота вращения ротора | ω , об/мин | Двигатель постоянного тока | 250-2000 об/мин |
| 5 | Расстояние между дисками доочистителя | h , мм | Замена перемычек различной толщины | 0,5-1,5мм |

Эффективность пылеуловителя определялась по формуле:

$$\eta = \frac{M_{улов}}{M_{общ}} \cdot 100\%,$$

где: $M_{улов}$ – масса уловленной пыли циклоном;

$M_{общ}$ – масса пыли, которая находится в исходном воздушном потоке.

В ходе исследований были получены зависимости коэффициента очистки разработанного циклона от скорости воздушного потока при различных конструктивно-кинематических параметрах (рис. 3-6).

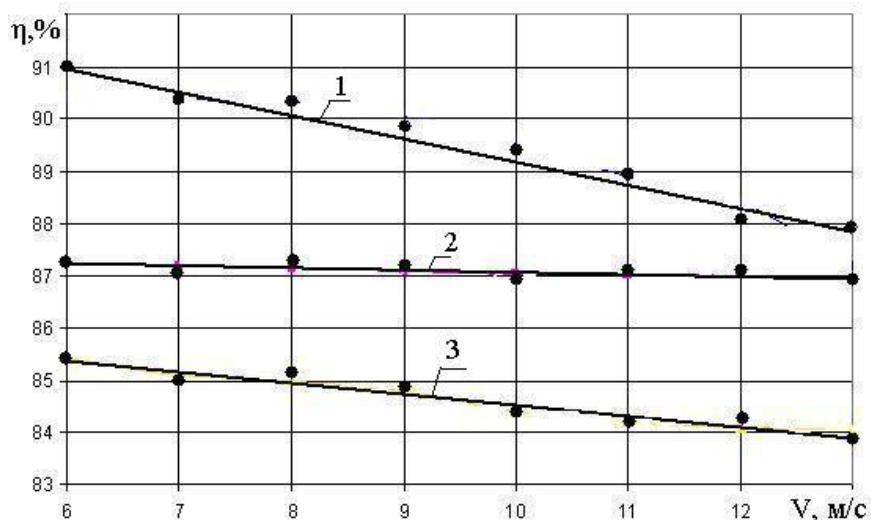


Рис. 3 – Зависимости коэффициента очистки разработанного циклона от скорости воздушного потока, при: 1 - $\omega=1000$ об/мин, 2 - $\omega=500$ об/мин, 3 - $\omega=250$ об/мин ($N=6$ шт; $h=1$ мм; $\alpha=30^\circ$; $b=20$ мм)

Анализом зависимостей (рис. 3) установлено, что максимальная эффективность процесса очистки воздушного потока $\eta=87...91\%$ получена при частоте вращения вала $\omega =500...1000$ об/мин.

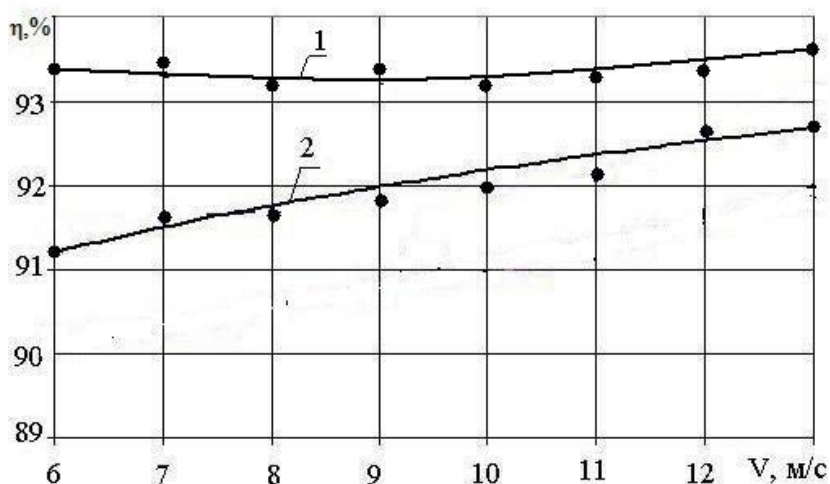


Рис. 4 – Зависимости коэффициента очистки циклона от скорости воздушного потока, при: 1 - $\omega =2000$ об/мин, 2 - $\omega =1000$ об/мин. ($N=6$ шт; $h=1$ мм; $\alpha=20^\circ$; $b=15$ мм)

Анализом (рис. 4) установлено, что дальнейшее увеличение частоты вращения вала завихрителя до 2000 об/мин повышает коэффициент очистки незначительно: на 0,8-2,2%. С уменьшением ширины открытия жалюзи до 15 мм (рис.4) наблюдается изменение тенденции в зависимости "скорость воздушного потока – коэффициент очистки". Так, в рамках диапазона исследуемой скорости воздушного потока $V=6...13$ м/с, при $b=15$ мм и $\omega =1000$ об/мин (рис.4), максимальный коэффициент очистки составляет 91,8%, что на 0,8% больше чем при $b=20$ мм (рис.3). Дальнейшее уменьшение ширины b , как показали опыты, ведёт к накоплению дисперсных частиц на стенках жалюзи. Принятый диапазон ширины открытия жалюзи составил $b=15-20$ мм.

Рациональный диапазон частоты вращения вала составит 500-1000 об/мин.

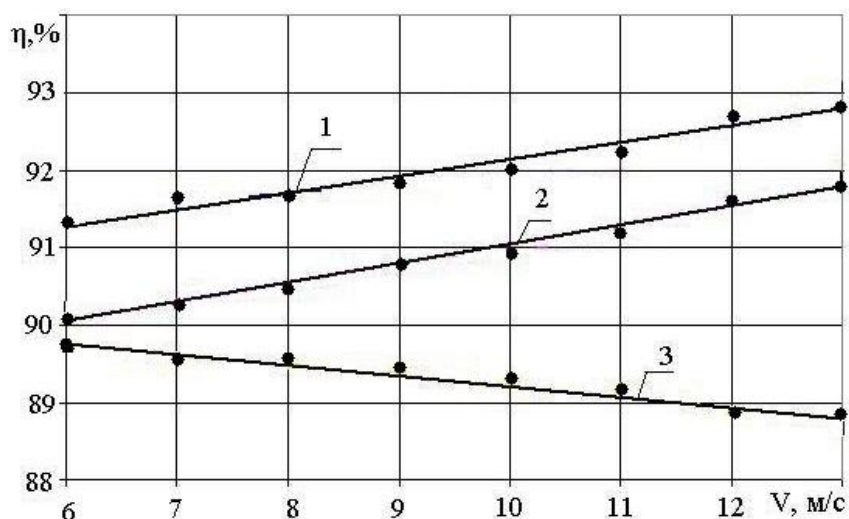


Рис. 5 – Зависимости коэффициента очистки разработанного циклона от скорости воздушного потока, при: 1 - $\alpha=20^\circ$; 2 - $\alpha=10^\circ$; 3 - $\alpha=30^\circ$ ($N=6$ шт; $h=1$ мм; $b=15$ мм; $\omega=1000$ об/мин)

Результатом исследований влияния угла наклона лопастей завихрителя на эффективность процесса очистки воздушного потока в разработанном циклоне есть полученные зависимости (рис.5). Анализом существующих исследований [4] было установлено, что оптимальные углы наклона лопастей завихрителя в аналогичных пылеуловителях составляет $10^\circ-30^\circ$. Анализом полученных зависимостей (рис. 5) установлено, что максимальный коэффициент очистки циклона составляет $90,1\dots 92,8\%$ получен при угле наклона лопастей $10\dots 20^\circ$.

Одним из факторов, которые влияют на коэффициент очистки циклона есть доочистка воздушного потока на выходе. Для этого разработано активное устройство – доочиститель, в виде многоярусных дисков, которые имеют отверстие внутри и расположены на расстоянии h (рис.1) друг от друга.

Анализом зависимостей (рис. 6) установлено, что расстояние между дисками доочистителя, при котором обеспечивается максимальная эффективность циклона $\eta=90,2\dots 92,4\%$, составляет $h=0,75-1,25$ мм.

На данный момент исследования конструктивно-кинематических параметров продолжают с доочистителем: количеством дисков и внутренним диаметром дисков для отвода очищенного воздуха.

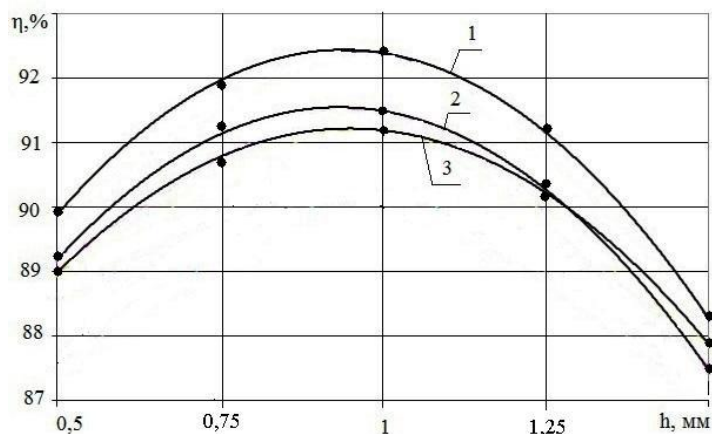


Рис. 6 – Зависимости коэффициента очистки разработанного циклона от расстояния между дисками доочистителя, при: 1 - $V=6$ м/с; 2 - $V=10$ м/с; 3 - $V=13$ м/с ($N=6$ шт; $\alpha=20^\circ$; $b=15$ мм; $\omega=1000$ об/мин)

Выводы. В результате проведенных исследований доказана реальная возможность повышения эффективности процесса очистки воздушного потока за счет применения разработанного циклона с доочистителем. Получены диапазоны варьирования основных конструктивно-кинематических параметров разработанного циклона: частоты вращения вала $\omega=500-1000$ об/мин; ширина открытия жалюзи $b=15-20$ мм; угол наклона лопастей $\alpha=10^\circ-20^\circ$; расстояние между дисками доочистителя $h=0,75-1,25$ мм. Экспериментально установлены диапазоны варьирования циклона позволили получить коэффициент очистки $\eta=91,2\dots 92,5\%$.

Полученные диапазоны позволят провести более точное математическое моделирование процесса очистки воздушного потока, оптимизировать параметры разработанного циклона и внедрить его в производство.

Список использованных источников

1. ГОСТ 12.1.005 – 88. Система стандартов безопасности труда. Система стандартов безопасности труда, 1989. - 50с.
2. ГОСТ 25199 – 82. Оборудование пылеулавливающее. 1982. - 15с.
3. Пат. № а 2012 14122; ЦИКЛОН. Харченко С.О., Гаек Є.А. заявл. 11.12.2012.
4. Асламова В.С. Интенсификация процесса сепарации в прямоточном циклоне и вентиляторе-пылеуловителе: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.17.08/: М. ин-т хим. машиностроения. – М., 1987. –16с.

Анотація

СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ І РОЗРОБКА ЦИКЛОНА АСПІРАЦІЙНИХ СИСТЕМ ЗЕРНООЧИСНИХ МАШИН

Харченко С.О., Гаєк Є.А.

Запропоновано спосіб підвищення ефективності очищення повітряного потоку на підставі якого розроблена конструкція циклону аспіраційних систем зерноочисних машин. Наведено результати попередніх випробувань розробленого циклону, визначені діапазони варіювання конструктивно-технологічних параметрів його конструкції.

Abstract

THE WAY OF IMPROVEMENT OF PURIFICATION EFFICIENCY OF AIR FLOW AND DEVELOPMENT OF CYCLONE OF ASPIRATION SYSTEM OF GRAIN-CLEANING MACHINE

S. Kharchenko, E. Gaek

The way of improvement of purification efficiency of air flow was proposed. On this basis the cyclone's construction of aspiration system of grain-cleaning machine was developed. Results of preliminary tests were presented and the range of variation of design and technological parameters of cyclone's construction were determined.

РАСПЫЛИТЕЛИ ДЛЯ ХИМИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ РАСТЕНИЙ

Мельник В.И., акад., д.т.н., Сыровицкий К.Г., аспирант

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

В статье предложена классификация распылителей для химической защиты растений. Рассмотрена связь параметров распылителя с его конструктивными особенностями и режимами работы, описан метод контроля технического состояния распылителя.

Актуальность. Химическая защита растений основана на использовании различных органических и неорганических соединений, токсичных для вредных организмов.

Химические средства защиты отличаются широкой применимостью. Их можно применять против большинства вредителей, болезней и сорных растений на всех сельскохозяйственных культурах и разных угодьях, а также обрабатывать ими склады, теплицы, элеваторы и другие сооружения.

Особенно эффективно применение химических средств в садоводстве, где пестициды позволяют избавиться от чрезвычайно опасных вредителей, улучшить качество продукции и значительно повысить сборы плодов.

Химические средства защиты растений в общей системе мер борьбы с вредителями, болезнями растений и сорняками по объему применения занимают важное место и имеют много преимуществ.

Постановка проблемы. Износ распылителей является естественным процессом. Срок эксплуатации распылителя ограничен, а при неправильном использовании распылителей износ существенно увеличивается. На износ влияют следующие факторы: рабочее давление, абразивность рабочей жидкости, износостойкость материала распылителя.

Экономичность и экологичность химической защиты растений неразрывно связаны с точностью внесения средств защиты растений. Обеспечить её можно только исправной техникой. Подвергая технику регулярным проверкам, опытные практики давно убедились в том, что скрытые дефекты крайне негативно сказываются на результатах опрыскивания. Последствия неправильной дозировки средств защиты растений проявляются в снижении урожайности. Растениям наносится ущерб, зачастую приводящий к полной их гибели. Кроме того, они влекут за собой лишние расходы и приводят к загрязнению окружающей среды и продуктов питания.

Большинству полевых опрыскивателей приходится обрабатывать площади в 2000 га/год и более. При таких нагрузках на технику износ узлов и агрегатов может стать серьёзной проблемой, из-за чего рекомендуется их ежегодная проверка.

К самым частым дефектам, связанным с распылением, относятся: износ и

засорение распылителей, влекущие за собой отклонение от требуемой нормы внесения и изменение характера распределения жидкости по обрабатываемой поверхности.

Своевременное обнаружение скрытых дефектов и их устранение может стать решающим фактором для успешной работы в «горячую пору» [1].

Решение поставленной задачи. Чтобы понять как зависят рабочие характеристики распылителя от его конструкции, параметров и технического состояния необходимо изучить их взаимосвязь. Для этого рассмотрим представленную на рис. 1 классификацию распылителей.

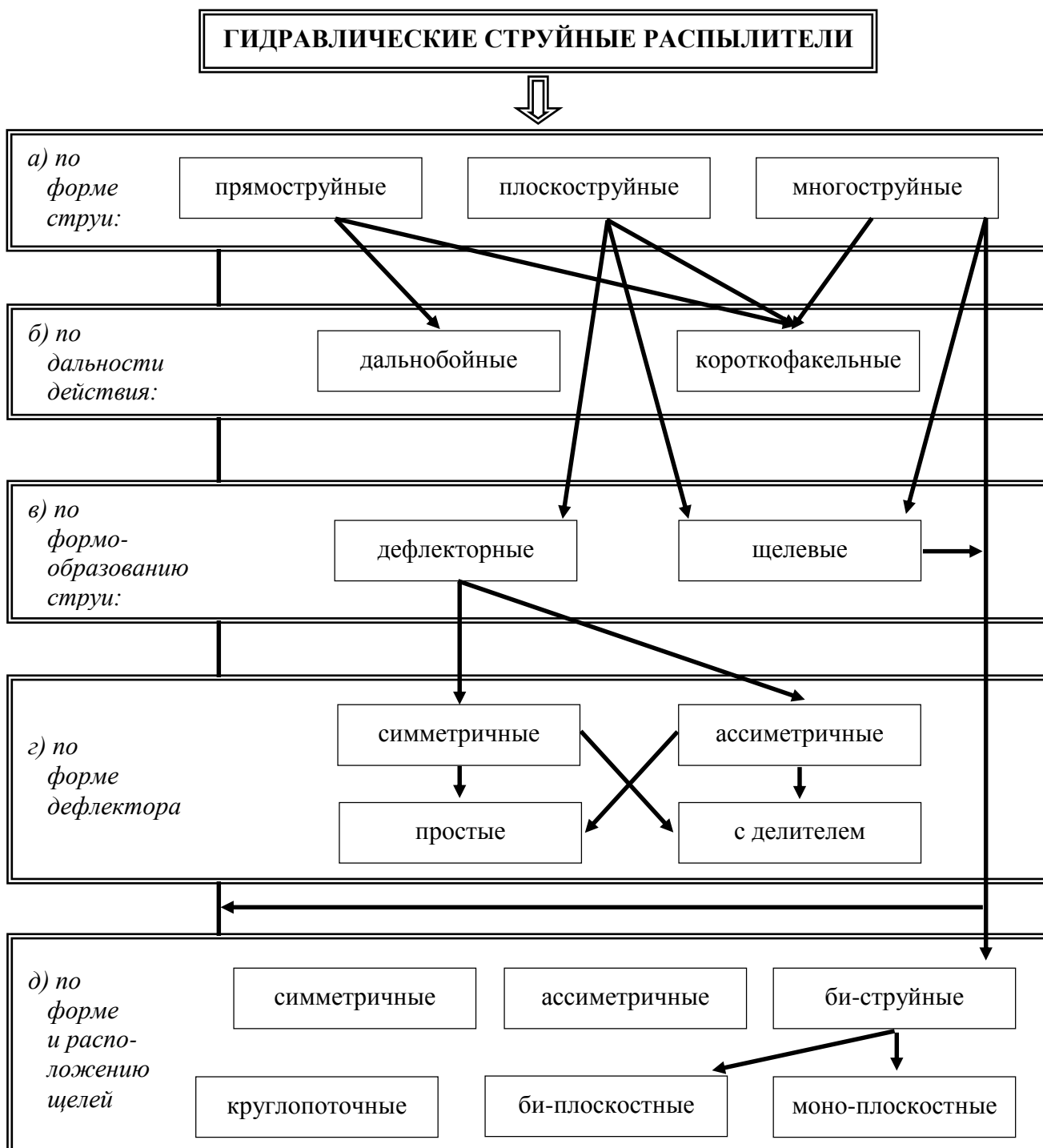


Рис. 1 – Классификация гидравлических струйных распылителей

Прямоструйные распылители делятся на дальнобойные и короткофакельные. Они образуют факел распыла в виде тонкой струи или заполненного конуса, и представляют собой насадку с сужающимся к выходу, снабженным калиброванным отверстием, каналом. Короткофакельные распылители с факелом в виде заполненного конуса применяют в полеводстве (рис. 2а). Насадки с факелом распыла в виде тонкой струи называют дальнобойными (рис. 2б). Они имеют большую дальность действия, работают при больших давлениях и расходах рабочей жидкости.

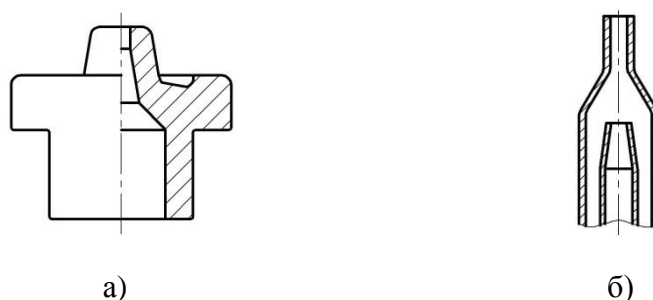


Рис. 2 – Распылитель прямоструйный:
а) – короткофакельный; б) – дальнобойный

Плоскоструйные распылители объединяют в себе также две группы. К первой группе относятся дефлекторные распылители (рис. 3а). У таких распылителей на пути истекающей из калиброванного отверстия жидкости предусмотрен отражатель для распыления и дробления последней. На высоту распыления таких распылителей также влияет центрирование. Для равномерного поперечного распределения необходимо простое перекрытие факелов распыла. Они имеют большой угол распыла в 140° и мало подвержены засорению.

Ко второй группе плоскоструйных распылителей относятся щелевые распылители, у которых диспергирование жидкости и формирование факела распыла происходит за счет прохода её через щелевидное отверстие (рис. 3б). Таких отверстий может быть несколько. По отношению к каналу, по которому подводится жидкость, они могут располагаться как симметрично, так и асимметрично [2].

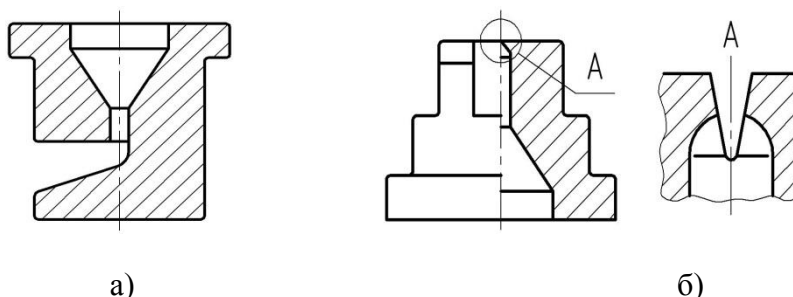


Рис. 3 – Распылитель плоскоструйный:
а) – дефлекторный; б) – щелевой

По форме дефлектора распылители делятся на симметричные и ассиметричные (рис. 4). Последние зачастую используются как концевые распылители на штанге опрыскивателя и имеют ассиметричный факел распыла

рабочей жидкости. Это позволяет обрабатывать прибрежные границы водоёмов, окраины поля или биотопа, внесения гербицидов под лист на пропашных культурах, в садоводстве, виноградарстве, сохранения чувствительных, соседних к полю культур.

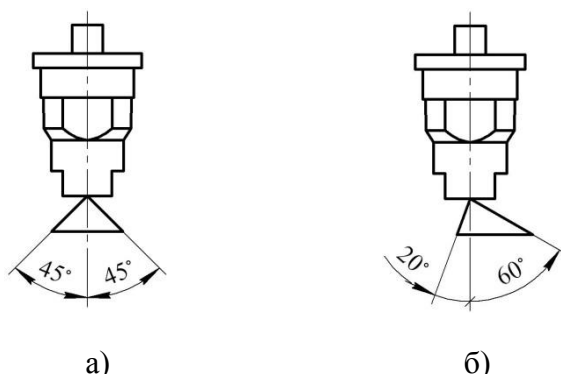


Рис. 4 – Схема факела распыла дефлекторных распылителей:
а) – симметричные; б) – ассиметричные

Симметричные и ассиметричные дефлекторные распылители подразделяются на простые распылители и с делителем. Простой тип распылителя – это дефлекторный распылитель, у которого отбивающая поверхность изготовлена криволинейной с радиусом R (рис. 5а). Варьируя величину радиуса R кривизны отбивающей поверхности такого распылителя можно достигать весомых изменений характера распределения рабочей жидкости по обрабатываемой поверхности [3]. Так же, как и простые типы распылителей, распылители с делителем позволяют изменять характер распыла рабочей жидкости. Отличаются более точной отбивающей способностью дефлектора (рис. 5б) [3].

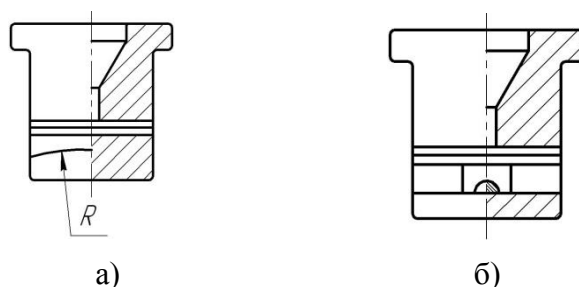


Рис. 5 – Конструкция дефлекторного распылителя:
а) – простой; б) – с делителем

По форме щелей распылители щелевого типа подразделяются на симметричные, ассиметричные и би-струйные. Последние в свою очередь разделяются на би-плоскостные и моно-плоскостные (рис. 6а).

В би-плоскостных распылителях за счёт раздвоения факела образуется большее количество капель, чем у «обычного» распылителя, что способствует улучшению густоты покрытия. Один факел распыла располагается под углом 30° по ходу движения, второй – 30° в обратном направлении (рис. 5б). Особенно хорошо подходят для обработки вертикальных поверхностей, таких как стебель, колос.

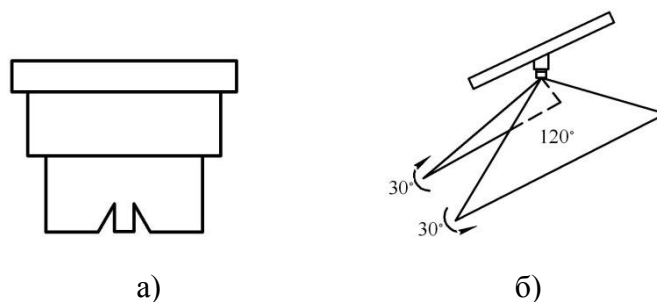


Рис. 6 – Распылитель би-плоскостной:
а) – общий вид; б) – принцип работы

Одним из самых недооцениваемых факторов, которые могут отрицательно сказаться на эффективности химзащиты растений, является характер распределения рабочей жидкости. Равномерность распределения рабочей жидкости по всей длине штанги или ширине захвата распылителя – это важный компонент для достижения максимальной эффективности химикатов при минимальной стоимости и минимальном загрязнении участков, не требующих обработки. Поэтому для достижения максимальной эффективности оператор должен следить за качеством распределения распыления [2].

В основу методики и аппаратуры для испытаний распылителей положены стандарты ISO 5682-1:1996 и 5682-2:1997, которые в настоящее время приняты в России [4, 5] и Украиной. Ими нормируются методы испытаний и оценки характеристик распределения рабочей жидкости гидравлическими распылителями, используемыми в растениеводстве для химической защиты растений и внесения удобрений.

Распределение распыления можно измерить различными способами. У компании Spraying Systems Co.® и некоторых производителей распылителей, а также исследовательских и экспериментальных станций есть испытательные стенды для распыления, в которые собирается распыляемая жидкость насадок, располагающихся на стандартизированной или реальной штанге. Эти пробники оснащены несколькими каналами, расположенными перпендикулярно направлению распыления. По каналам распыляемая жидкость стекает в сосуды для дальнейшего измерения и анализа. В контролируемых условиях можно выполнить очень точные измерения распределения для оценки и усовершенствования насадок. Измерения распределения можно провести на реальном сельскохозяйственном распылителе.

Для статических измерений по всей ширине штанги опрыскивателя измерительный стенд размещается под штангой в зафиксированном положении, а небольшой измерительный стенд перемещается по всей штанге. Любая система измерительного стенда представляет собой электронную систему измерения количества воды в каждом канале и расчета объемов. При тестировании качества распределения пользователь получает важную информацию о положении насадок на штанге. Если требуется более подробная информация о качестве распыления, можно использовать динамическую систему – распыление окрашенной жидкости-индикатора. Этот метод можно также применять, если необходимо измерить распределение по всей ширине

штанги. В настоящее время всего несколько измерительных устройств во всем мире можно использовать для проведения стационарного тестирования.

При проведении этих тестов штанга распылителя обычно встряхивается или перемещается для имитации реальных полевых условий и условий распыления. Большинство устройств измерения распределения представляют данные, означающие равномерность по всей длине штанги распылителя. Эти данные могут быть очень показательными даже при визуальном наблюдении. Однако для сравнения широко применяется статистический метод. Этот метод называется «Коэффициент вариации» (Кв). В Кв собраны все данные измерительного стенда и суммированы в простое процентное соотношение, означающее количество вариаций в данном распределении. Для крайне неравномерного распределения в точных условиях Кв может составить 7%. В некоторых европейских странах насадки должны соответствовать очень жестким спецификациям для Кв, а в других странах может требоваться тестирование равномерности распределения рабочей жидкости один раз в один или два года. Эти условия отражают большое значение качества распределения и его влияние на эффективность для растениеводства [2].

Для оценки и контроля технического состояния распылителя авторами был разработан стенд для испытания распылителей, который представляет собой матрицу с пробирками, на который закреплены две стойки с подвижной балкой. Распылитель крепится к центральной части, перемещаемой по высоте балки. Под этой балкой и распылителем располагается поворотное отводное устройство. Рабочая жидкость подается к распылителю через специальный канал. В конструкцию стенда также входит компрессор с ресивером, который частично заполняется рабочей жидкостью. На ресивере имеется манометр для измерения давления и кран, который служит для коммутирования подачи рабочей жидкости в канал.

В процессе испытания распылителя сначала включали компрессор, который доводит давление до нормы. В это время отводное устройство располагали под распылителем. Как только рабочее давление достигнуто, компрессор выключали и открывали подачу жидкости через канал к распылителю. Когда распылитель выходил на установившийся режим работы, включали секундомер и быстро отворачивали отводное устройство в сторону. По истечении минуты времени отводное устройство также быстро возвращали назад, а подачу жидкости прекращали. Далее каждую из пробирок взвешивали и вычитали собственный вес. Полученные данные заносили в таблицу [7].

Выводы. Правильный подбор типа распылителя и его техническое состояние весьма существенно сказывается на качестве, экологичности и эргономичности работ по химзащите растений. Предлагаемая классификация распылителей облегчает осуществление выбора распылителя в соответствии с технологической задачей. Изготовление распылителей предполагает высокую точность, поэтому использование суспензий или механических методов очистки могут привести к серьезным изменениям в параметрах распределения жидкости распылителем. Предлагаемый стенд для испытаний распылителей может использоваться как для контроля за техническим состоянием серийных распылителей, так и в процессе разработки новых конструкций.

Список литературы

1. Lechler: Распылители для сельского хозяйства: Каталог. - 2010. - 68 с.
2. TeeJet technologies. 51-RU. Каталог. - Спреинг Системс Ко. - 2011. - 148 с.
3. Мельник В.І. Розпилювач для стрічкового внесення гербіцидів / В.І. Мельник, А.А. Гаврюшенко // Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет – Мелітополь: ТДАТУ, 2008. – Вип. 8. –Т. 6. – С. 90 – 95.
4. Обладнання для захисту рослин. Обприскувачі. Частина 1. Методи випробування насадок для розприскування (ISO 5682-1:1996, IDT): ДСТУ ISO 5682-1:2005. – [Чинний від 2007-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 12 с.
5. Обладнання для захисту рослин. Обприскувачі. Частина 2. Методи випробування гідравлічних обприскувачів (ISO 5682-2:1997, IDT): ДСТУ ISO 5682-2:2005. – [Чинний від 2006-07-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 12 с.
6. Мельник В.И. Стенд для испытания малорасходных гидравлических распылителей полевых сельскохозяйственных машин / В.И. Мельник, М.А. Цыганенко, А.Н. Шкрегаль // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського державного технічного університету сільськогосподарства. - Харків: ХДТУСГ, 2002. - Вип. 11 - С. 121 - 127.
7. Мельник В.И. Внутрипочвенное внесение жидкостей в растениеводстве: Монография. – Харьков: «Міськдрук», 2010. - 439 с.

Анотація

РОЗПИЛЮВАЧІ ДЛЯ ХІМІЧНОГО ЗАХИСТУ РОСЛИН

Мельник В.І., Сировицький К.Г.

У статті запропонована класифікація розпилювачів для хімічного захисту рослин. Розглянутий зв'язок параметрів розпилювача з його конструктивними особливостями і режимами роботи, описаний метод контролю технічного стану розпилювача.

Abstract

NEBULIZERS FOR PLANTS CHEMICAL DEFENCE

V. Melnik, K. Sirovitskyi

In the article classification of nebulizers is offered for chemical defence of plants. The association of parameters of nebulizer is considered with his structural features and office hours, the method of control of the technical state of nebulizer is described. In the article classification of nebulizers is offered for chemical defence of plants.

ПОКРАЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ПО ЦИКЛАХ З ПРОДОВЖЕНИМ СТИСКОМ

Сандомирський М.Г., проф., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Запропонований спосіб покращення економічних показників двигунів внутрішнього згорання, що працюють на легких паливах, при роботі на режимах часткових навантажень шляхом використання циклів з продовженим стиском, коли на цих режимах ступінь стиску, від якого залежить термічний ККД, суттєво зростає і не виникає необхідності у збагаченні складу паливно-повітряної суміші, причому згорання відбувається при істотно зменшених величинах коефіцієнта залишкових газів.

Відомо, що при використанні двигунів, що працюють на легкому паливі, які використовують на автомобілях, дуже великий проміжок часу вони працюють незавантаженими особливо при експлуатації у великих містах та на холостому ході.

Це призводить до збільшення витрати палива при малих навантаженнях, особливо у зв'язку з тим, що питома витрата палива при цьому дуже велика, а також має місце суттєве забруднення навколишнього повітря токсичними відпрацьованими газами.

Нажаль відомі засоби боротьби з цим явищем недостатньо ефективні. Використання впорскування палива замість карбюрації в процесі впуску суміші у циліндри, яке останнім часом впроваджують, покращує рівномірність завантаження циліндрів двигуна, але цей засіб не забезпечує значного ефекту.

Зменшити ці негаразди можливо, якщо, по-перше, відмовитись від необхідності збагачення паливно-повітряної суміші при зменшенні навантаження без погіршення умов для згорання палива і, по-друге – за рахунок підвищення ступеню стиску суміші на цих режимах.

Зараз виникла можливість виконати перелічені умови. Це пов'язано з використанням патенту № 85061 на "Спосіб роботи двигуна внутрішнього згорання з продовженим стиском".

Сучасні транспортні двигуни працюють по циклам, які відрізняються між собою характером теплопідводу, який у двигунах внутрішнього згорання відбувається за дуже короткий проміжок часу, незалежно від типу двигуна.

Відомо, що найбільший термічний к.к.д. двигуна матиме місце тоді, коли теплопідвід буде реалізований у верхній мертвій точці (ВМТ), або поблизу неї.

В цьому способі запропоновано обирати підвищену геометричну ступінь стиску порівняно з необхідною для роботи двигуна, що буде забезпечувати підвищений рівень тиску у верхній мертвій точці (ВМТ), а теплопідвід (згорання палива) проводити на початковій ділянці такту розширення, коли

тиск зменшиться і досягне необхідного значення.

Таким чином цикл буде складатись в цьому випадку з продовженого стиску, попереднього розширення робочого тіла від ВМТ до досягнення необхідного значення ступеню стиску, підводу теплоти (згоряння палива), подальшого розширення продуктів згоряння і відводу теплоти шляхом газообміну в навколишнє середовище.

В патенті [1], про який йде мова, використання цього циклу пропонується для зменшення як імовірності виникнення детонації в двигунах з іскровим запаленням, так і підвищеної жорсткості роботи у дизелях.

Пропонується використати цей спосіб організації циклу для покращення економічності двигунів, що працюють на легкому паливі, на режимах часткових навантажень.

На рис. 1 подане графічне зображення процесу стиску в традиційному двигуні зі ступенем стиску $\epsilon = 8,5$ (процес a-c на номінальному режимі), а також при продовженому стиску, коли ступінь стиску $\epsilon = 18$ (процес a-m).

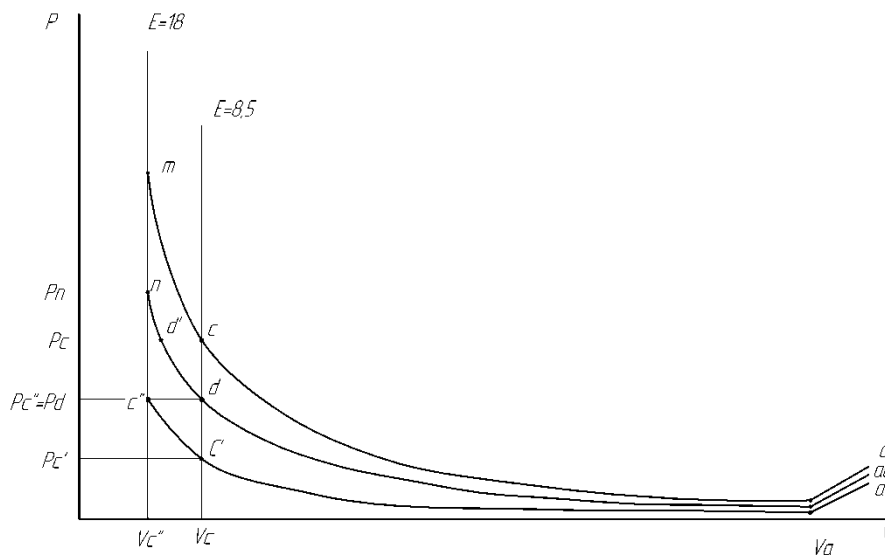


Рис. 1 – Зображення процесу стиску в залежності від ступеню стиску для різних навантажувальних режимів:

(a-m) – номінальний навантажувальний режим; (ad-n) – режим середнього навантаження; (a'-c'') – режим мінімального навантаження

На цьому ж рисунку зображені процеси продовженого стиску, коли ступінь стиску $\epsilon = 18$ при середньому навантаженні (ad-n) та процес, наблизений до холостого ходу (процес a'-c'').

У всіх випадках процесів стиску, коли в кінці продовженого стиску значення тиску перевищуватиме те, яке має місце на номінальному режимі – P_c , тепlopідвід слід здійснювати при досягненні тиску P_c на початку процесу розширення, яке для прикладу позначено літерою d' в разі використання в циклі з середнім навантаженням. Це буде гарантувати умови для згоряння палива не гірші ніж в точці c.

Для режимів навантажень менших порівняно з середнім, при яких в кінці

продовженого стику (у розглядаємому випадку, коли $\varepsilon = 18$) теплопідвід пропонується здійснювати у верхніх мертвих точках, бо навіть при мінімальному навантаженні, позначеному в цьому випадку точкою с" будемо мати густину паливно-повітряної суміші, яка приблизно дорівнюватиме значенню, яке має місце в традиційному циклі при $\varepsilon = 8,5$ при середньому навантаженні, що на рис. 1 позначено точкою d. А відомо, що при традиційному циклі зі зменшенням навантажень від максимального до середнього (позначених на рис. 1 точками від С до d) зберігаються умови для ефективного згоряння палива без необхідності збагачення суміші і потреба в якому виникає при подальшому зменшенні навантажень від середнього (точка d) до мінімального (точка с').

Крім того, слід ще враховувати, що при використанні циклу з продовженим стиском суттєво зменшується коефіцієнт залишкових газів, що теж покращує умови для згоряння палива.

Це забезпечить на режимах часткових навантажень здійснення циклів при підвищених значеннях ступеню стиску ε . А, як відомо з термодинаміки, при цьому термічний к.к.д. буде мати підвищене значення:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}, \quad (1)$$

де η_t – термічний к.к.д.;
 ε – ступінь стиску;
 κ – показник адіабати.

Будемо мати суттєву економію у витраті палива при роботі на режимах часткових навантажень, які домінують при експлуатації двигунів, що працюють на легкому паливі у великих містах.

Обрання рівня ступеню продовженого стиску залежить від конструктивних можливостей внесення змін в будову двигуна. Але позитивний ефект буде мати місце в усіх випадках і зростати при збільшенні ступеню продовженого стиску.

Нижче для прикладу поданий варіант використання циклу з продовженим стиском для роботи на легкому паливі (бензині), який можливо здійснити шляхом використання дизеля з центрально розташованою форсункою, що потребує мінімальних доробок в конструкції двигуна, опис якого доведений в патенті № 69992 "Спосіб переобладнання дизеля в багатопаливний двигун" [2].

Для цього ступінь стиску в дизелі використовується як ступінь продовженого стиску в двигуні легкого палива. Без перебудови конструкції при переміщенні поршня дизеля від ВМТ на такті розширення відбувається зростання об'єму камери над поршнем і зменшення ступеня стиску.

Пропонується розглядати момент досягнення ступеню стиску, при якому працюють традиційні двигуни легкого палива, як верхню мертві точку бензинового двигуна.

В цьому разі дизель можливо розглядати як двигун з продовженим стиском.

При цьому достатньо дооснащити двигун необхідними системами живлення та запалення.

Також двигун можливо розглядати як багатопаливний, який забезпечує високі економічні показники при роботі на різних паливах.

Висновки

1. Проведений аналіз можливостей для втілення в практику використання двигунів, що працюють на легкому паливі, на режимах часткових навантажень з покращеною економічністю.

2. Показана можливість будови багатопаливних двигунів без суттєвих переробок існуючих конструкцій.

Список використаних джерел

1. Патент № 85061 "Спосіб роботи двигуна внутрішнього згорання з продовженим стиском"
2. Патент № 69992 "Спосіб переобладнання дизеля в багатопаливний двигун"

Аннотація

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ, КОТОРЫЕ РАБОТАЮТ НА ЦИКЛАХ С ПРОДЛЕННЫМ СЖАТИЕМ

Сандомирский М.Г.

Предложен способ улучшения экономических показателей двигателей внутреннего сгорания, работающих на легких топливах, при работе на частичных нагрузках, путем использования циклов с продолженным сжатием, когда на этих режимах степень сжатия, от которой зависит термический КПД, существенно увеличивается и не возникает необходимости обогащения состава топливоздушнoй смеси, причем сгорание происходит при существенно уменьшенных величинах коэффициента остаточных газов.

Abstract

IMPROVEMENT OF ECONOMY OF ENGINES WHICH WORK ON CYCLES WITH THE PROLONGED COMPRESSION

Sandomirskiy M.

The method of improvement of economic indicators of engines is offered internal combustion, which work on easy fuels, during work on the partial loadings, by the use of cycles with the prolonged compression, when on these modes the degree of compression which thermal output-input ratio depends on is substantially increased and does not arise up the necessity of enriching of composition of fuel air mix up, thus combustion takes a place at the substantially diminished sizes of coefficient of remaining gases.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ЧОТИРИТАКТНОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ПОЛІПШЕННЯ ГАЗООБМІНУ В ЦИЛІНДРАХ

Кучава О.О., к.т.н., доц., Дюндик С.М., к.т.н., доц.

Академія внутрішніх військ МВС України

Розглядається спосіб зниження тиску газів у випускній трубі при газообміні з використанням метода ежекції газів. За допомогою ежектора з випускної труби частина відпрацьованих газів відсмоктується й направляється в дифузор, де потік гальмується з підвищенням тиску до величини тиску в глушнику. Запровадження даного способу дозволить поліпшити газообмін в циліндрах двигуна, знизити тиск залишкових газів, забезпечити краще наповнення циліндрів, а отже сприяти підвищенню ефективних показників двигуна.

Постановка проблеми. Процес газообміну в двигуні, головним чином, залежить від співвідношення параметрів газів у циліндрі та випускній трубі в процесі їхнього витікання. На початковій стадії випуску тиск газів у циліндрі є надкритичним, тому швидкість їх витікання дорівнює місцевій швидкості звуку. При наближенні поршня до НМТ витікання газів переходить у докритичний режим і далі гази виштовхуються поршнем.

На цій ділянці газообміну протитиск газів у випускній трубі спричиняє підвищення тиску залишкових газів у циліндрі, що призводить до їхнього збільшення й затримки початку наповнення циліндра свіжою сумішшю, а отже зниженню ефективних показників двигуна. Так для серійного двигуна ГАЗ-49Б (БТР-70) коефіцієнт наповнення циліндрів не перевищує $\eta_v \leq 0,76$. Окрім того, на виштовхування газів витрачається механічна робота, що знижує механічний к.к.д. двигуна.

Для зменшення негативного впливу зазначених явищ на газообмін необхідно знизити тиск газів у випускній трубі без зниження тиску газів у глушнику. Остання умова пов'язана зі зниженням аеродинамічного шуму випуску й роботою нейтралізатора відпрацьованих газів (ВГ).

Отже, рішення проблеми полягає в зниженні протитиску витіканню газів із циліндра у випускную трубу без зниження тиску газів у глушнику.

Аналіз досліджень і публікацій. Пошук рішення проблеми використання енергії ВГ вченими й фахівцями триває вже багато десятиліть (з 40-х років минулого століття). Однак актуальність рішення цієї проблеми зберігається й дотепер. Серед відомих способів і методів використання енергії ВГ виділяються наступні [1-4]: газотурбінне та динамічне наддування; ежекційні насадки на випускні труби; використання енергії хвиль тиску у випускній трубі та інші. Всі вони мають певні переваги й деякі недоліки. Так, газотурбінне наддування мало ефективно на режимах холостого ходу, на режимах середніх і номінальних навантажень сприяє підвищенню температурного режиму двигуна. Динамічне

наддування відрізняється простотою конструкції, але застосовується в досить вузькому діапазоні частоти обертання колінчастого валу. Відомі способи поліпшення процесу газообміну ежекцією ВГ мають досить складні й громіздкі пристрої, тому широкого застосування не знайшли.

Мета статті. З урахуванням виконаного аналізу метою статті є підвищення ефективних показників чотиритактного двигуна шляхом удосконалення газообміну в циліндрах з розробкою насадки на випускную трубу з одночасним виконанням функцій ежектора і струминного компресора.

Виклад основного матеріалу. За допомогою ежектора з випускної труби частина ВГ відсмоктується й направляється в дифузор, де потік гальмується з підвищенням тиску до величини тиску в глушнику.

Розміщення ежекторної насадки на випускній трубі зображено на рис. 1.

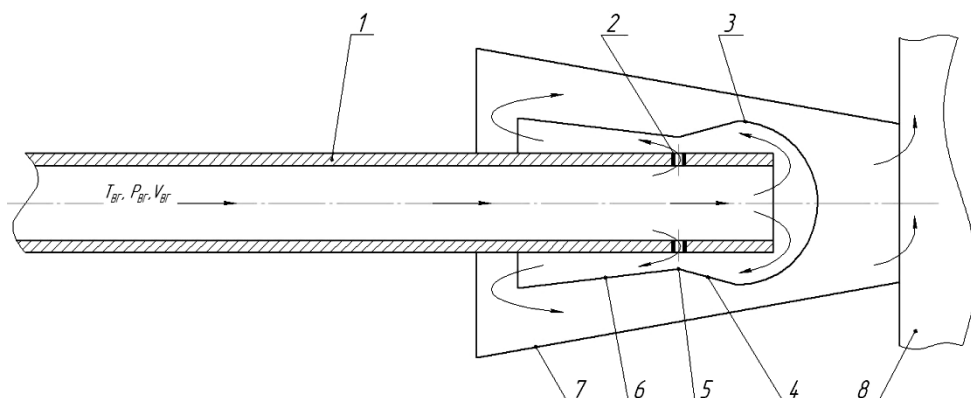


Рис. 1 – Ежекторна насадка на випускній трубі

ВГ із випускної труби 1 витікають у глухий насадок 3, де відбувається їхнє гальмування. Загальмовані гази витікають через конфузор 4 з наступним розширенням в дифузорі 6, після чого вони потрапляють в порожнину, обмежену кожухом 7, а з неї до глушника 8. У найвужчому перетині ежектора на випускній трубі зроблені бічні отвори 2, через які частина газу з основного потоку відсмоктуються в дифузор, де змішується з основним потоком і гальмується в дифузорі 6. Тиск газів при гальмуванні підвищується. Довжина дифузора повинна бути такою, щоб тиск на виході з нього був більше тиску в глушнику.

Характерним для даного процесу газообміну є надлишковий тиск газів у циліндрі під час відкриття впускного клапана, що призводить до затримки початку надходження свіжого заряду в циліндр, до того моменту, поки гази в ньому не розширяться до атмосферного тиску. Наприклад, для двигуна ГАЗ-49-Б (БТР-70) коефіцієнт наповнення циліндра $\eta_v \leq 0,76$, а літрово потужність складає лише $N_e \approx 20$ кВт/л. Настільки низька питома потужність зумовлена високим коефіцієнтом залишкових газів (більш ніж 8 %), порівняно високим тиском (1,2 бар) і млявим процесом газообміну. Як наслідок – низький коефіцієнт наповнення циліндрів ($\eta_v < 0,76$) й невисока номінальна частота обертів колінчастого валу ($n = 4000$ хв⁻¹).

Відомо [5], якщо на шляху руху хвилі газів є різке зниження тиску, то хвиля відбивається від цієї області, як хвиля розрідження, й поширюється вздовж потоку в напрямку протилежному витіканню газів. Вздовж сопла (труби) встановиться новий розподіл тисків і швидкість витікання зросте. Хвиля розрідження буде поширюватись зі швидкістю $a - W$, де a – швидкість звуку в потоці газу, W – швидкість витікання газу.

У разі надкритичного витікання газів із циліндра швидкість W залишається постійною й дорівнює швидкості звуку $W = a$, тобто W не збільшується, незважаючи на те, що тиск газів за випускним клапаном знизився. Однак зниження тиску в трубці за випускним клапаном призводить до збільшення тривалості вільного надкритичного випуску, тим самим прискорюється газообмін і знижується тривалість примусового випуску. Зауважимо, що змінюються також умови й для примусового випуску газів із циліндра. А саме: зниження протитиску в трубці сприяє підвищенню швидкості випуску ВГ, зниженню залишкових газів у циліндрі, прискоренню процесу впуску. Зазначене дозволяє стверджувати про покращення процесу наповнення циліндра свіжим зарядом.

Для створення зони зниженого тиску наприкінці випускної труби нами пропонується організувати ежекцію газів із цієї зони. В пристрої (див. рис. 1) для цього передбачено насадку 3, що працює разом з отворами 2 у випускній трубці 1.

Кількість і діаметр отворів визначається геометрично, виходячи з діаметра випускної труби. Наприклад, для випускної труби $\varnothing 30$ мм на її поверхні можна виконати 8 отворів $\varnothing 8$ мм з проміжками між ними 4 мм.

Скористаємось термодинамічним методом [5] для визначення основних параметрів газу в циліндрі та випускній трубці.

Швидкість витікання газів в разі вільного випуску визначимо за формулою, м/с:

$$W_{\text{кр}} = a = \sqrt{kRT}, \quad (1)$$

де k – показник адіабати повітря;
 R – стала газова універсальна, Дж/(моль · К);
 T – абсолютна температура повітря, К.

Докритичну швидкість потоку в разі примусового випуску розрахуємо за формулою, м/с:

$$W_{\text{д}} = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (2)$$

де P_1 – тиск газів у циліндрі двигуна, бар;
 P_2 – тиск газів у випускній трубці, бар;

V_1 – об'єм газів у циліндрі двигуна, м³;

φ – коефіцієнт втрат швидкості під час витоку газів із циліндра двигуна.

Коефіцієнт φ втрат швидкості під час витоку газів із циліндра, розрахуємо за формулою:

$$\varphi = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3)$$

Розрахунок ежекторної насадки починається з визначення швидкості газів у випускній трубі. Необхідно визначити витрату газів через випускний клапан. Для цього скористаємося діаграмою зміни тиску газів у циліндрі й випускній трубі (рис. 2).

На рис. 2 наведені хвостова частина індикаторної діаграми та діаграма зміни тиску у випускній трубі [2].

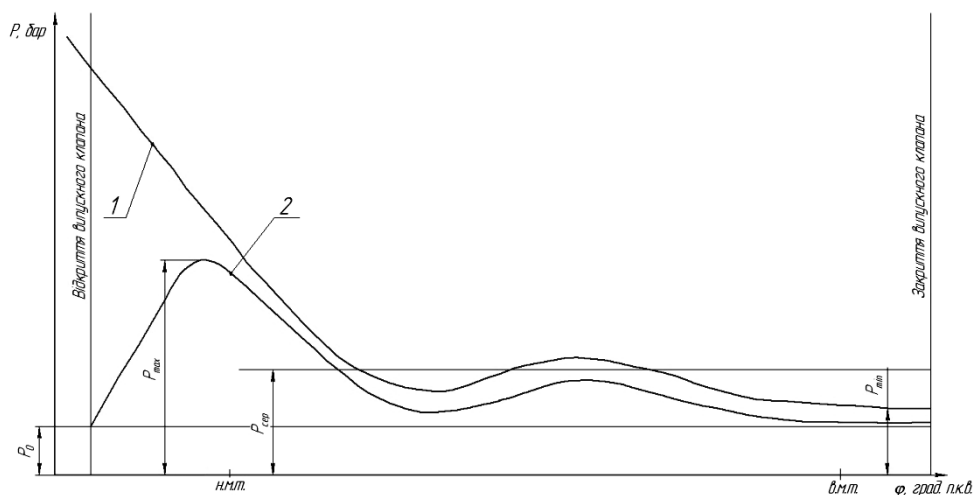


Рис. 2 – Діаграма процесу випуску без ежекторної насадки: 1 – крива зміни тиску в циліндрі; 2 – крива зміни тиску у випускній трубі

Перш за все варто встановити тривалість вільного випуску із циліндра за кутом повороту колінчатого вала. Визначається це критичним відношенням тисків в циліндрі й випускній трубі $\beta_{кр} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{кр}$.

Критичне відношення тисків в циліндрі й випускній трубі можна визначити за формулою:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4)$$

Для випускних газів $\beta_{кр} \approx 0,528$.

Якщо, наприклад, середній тиск у випускній трубі $P_2=1,4$ бар, то критичний тиск у циліндрі складе $P_1 = \frac{P_2}{\beta_{кр}} = 2,65$ бар. Подальше витікання газів відбуватиметься з докритичною швидкістю (2).

Швидкість поширення хвилі тиску вздовж труби можна визначити з виразу $W_{тиску} = a + W_d$, а швидкість хвилі розрідження – $W_{розр} = a - W_d$. Довжина випускної труби вибирається за умови надходження хвилі розрідження до випускного клапана до закінчення періоду вільного випуску газів, тобто $l \leq 2a\tau$, де τ – час вільного випуску.

Розрахунок ежекторної насадки зводиться до визначення мінімального зазору 5 (див. рис.1) між поверхнею труби 1 і кінця конфузора 6. Для цього тиск газів у мінімальному перетині ежектора доцільно прийняти близьким до атмосферного $\sim P_2 = 1,02$ бар.

Площу перетину бічних отворів визначимо зі співвідношення, м²:

$$F_{б.о.} = \frac{G_{б.о.} \cdot V_1}{W_{б.о.} (P_2/P_1)^{k-1}}, \quad (5)$$

де $G_{б.о.}$ – масова витрата ВГ через бічні отвори у випускній трубі, г/год;

$W_{б.о.}$ – швидкість витікання ВГ через бічні отвори у випускній трубі, м/с;

V_1 – питомий об'єм ВГ у випускній трубі, м³/кг.

Розрахунок параметрів гальмування показав, що тиск і температура загальмованого потоку лишаються незмінними й практично на процес ежекції в цьому випадку не впливають. Тому гальмуванням газів в ежекторі можна знехтувати.

Висновки

Розрахунок, проведений на прикладі двигуна ГАЗ-49Б (БТР-70) показав наступні результати:

- витрата ВГ через випускную трубу збільшується на 12...13 %;
- тиск у циліндрі наприкінці випуску знижується майже до атмосферного;
- коефіцієнт залишкових газів знижується з 0,08 до 0,03;
- коефіцієнт наповнення циліндрів підвищується на 10...12 %.

Отже, застосування ежекторної насадки дозволить поліпшити процес газообміну в циліндрах двигуна, а відповідно підвищити номінальну потужність на 10...12 %, тобто з 85 кВт до 95 кВт.

Список використаних джерел

1. Двигатели внутреннего сгорания [Текст] / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, В.И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 400 с.
2. Двигатели армейских машин [Текст] / П.М. Белов, В.Р. Бурячко, Е.И. Акатов – М.: Воениздат, 1971. – 512 с.
3. Комбинированные двухтактные двигатели [Текст] / А.С. Орлин, М.Г. Круглов – М.: Машиностроение, 1968. – 576 с.
4. Автомобільні двигуни [Текст] / Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долгунов, І.І. Тимченко – К.: Арістей, 2004. – 476 с.
5. Техническая термодинамика [Текст] / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин М.: Энергия, 1974. – 448 с.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ УЛУЧШЕНИЯ ГАЗООБМЕНА В ЦИЛИНДРАХ

Кучава О.О., Дюндик С.М.

Рассматривается способ снижения давления газов в выпускной трубе при газообмене с использованием метода эжекции газов. С помощью эжектора из выпускной трубы часть отработанных газов отсасывается и направляется в диффузор, где поток тормозится с повышением давления до величины давления в глушителе. Внедрение данного способа позволит улучшить газообмен в цилиндрах двигателя, снизить давление остаточных газов, обеспечить лучшее наполнение цилиндров, а следовательно содействовать повышению эффективных показателей двигателя.

Abstract

INCREASING EFFECTIVENESS INDICATORS OF THE FOUR-ENGINE BY IMPROVING GAS EXCHANGE IN THE CYLINDERS

O. Kuchava, S. Dyundik

The way to reduce the gas pressure in the exhaust pipe at the gas exchange using the ejection gases. With the exhaust pipe of the ejector portion of the exhaust gas is extracted and sent to the diffuser where the flow slowed down with increasing pressure until the pressure in the muffler. The implementation of this method will improve gas exchange in the engine cylinders, to reduce the residual gas pressure, provide better cylinder charging, and therefore contribute to the efficiency of the engine.

РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

Варваров Л.М., проф., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

На основі рівняння тягового балансу наданий аналіз підходів до визначення швидкості руху транспортного засобу у різних дорожніх умовах та розроблені рекомендації щодо її аналітичного визначення.

Вступ. Однією з найважливіших проблем підвищення ефективності експлуатації транспортних засобів автотракторного типу є проблема збільшення технічних швидкостей руху. Якщо не брати до уваги питання організації транспортних робіт і технічний стан мобільної техніки, то збільшення швидкості руху забезпечує поліпшення практично усіх експлуатаційних показників, і що є особливим – підвищується видатність транспортних засобів і зменшується собівартість перевезень.

Практика експлуатації автотракторних транспортних засобів свідчить за те, що основними факторами, які визначають швидкість руху машини є стан дороги і режими роботи її моторно – трансмісійної установки. З огляду на сучасні можливості теорії тракторів і автомобілів, оптимізація їх техніко – економічних показників зазвичай проводиться з використанням розрахунково – графічних методик, в основу яких укладені відомі алгоритми визначення тягових і паливних характеристик машини. При цьому вихідні дані, як правило, базуються на параметрах зовнішньої характеристики двигуна, що не завжди є дістанім. Ряд параметрів необхідно приймати з баз даних, представлених у вигляді таблиць або графіків, а це не є зручним, особливо при використанні сучасних обчислювальних засобів. Існуючі аналітичні залежності, у більшості, достатньо формалізовані і не враховують реальних умов експлуатації.

Аналіз основних публікацій досліджень. Основним показником умов виконання транспортних робіт є дорожні умови. Взагалі вони визначаються елементами профілю та плану, рельєфом місцевості, видом та рівністю покриття та режимами руху.

Дорожні умови в силу їх значної різноманітності зазвичай поділяються на типові групи із загальними, характерними для кожної з них ознаками. Основні принципи оцінки дорожніх умов є стандартизованими і закріплені в будівельних нормах, відповідно до яких усі дороги загального користування транспортної мережі в залежності від інтенсивності швидкості руху транспортних засобів, кількості і ширини смуг руху, значення найбільших поздовжніх ухилів і т. д., підрозділяються на п'ять технічних категорій [1]. Оскільки для кожної з категорій дорожньо – будівельні норми вказуються тільки граничні значення розглянутих параметрів, то, очевидно, характеристики

умов руху по дорогах відповідних категорій можуть бути використані тільки для проєктованих та споруджуваних доріг.

В умовах реальної експлуатації значно змінюється міра рівності покриття, тобто мікропрофіль дороги, що суттєво впливає на опір коченню коліс, плавність руху машини і т.ін. Ці показники слід розглядати як випадкові функції, які змінюється на протязі навіть певного маршруту. З теорії колісних машин відомо, що значення цієї функції визначається двома показниками: коефіцієнтом опори руху – f та похилом шляху – i . Сукупний вплив цих параметрів може бути показаний сумарним коефіцієнтом опори руху – $\psi=f+i$.

Відповідно до цих параметрів найбільш ґрунтовною, на наш погляд, є класифікація ХНАДУ яка передбачає, що за шляховими умовами дороги поділяються на ряд підкласів [2]. Частина з них передбачає розподіл доріг по похилому профілю (рівнинне, хвилясте, горбисте, низькогір'я, перевальне), частина – по типу та стану дорожнього покриття (відмінне, добре, задовільне, погане, бездоріжжя). До кожного з підкласів надаються межі зміни визначальних параметрів – f, i . Так за класифікацією ХНАДУ рівнинна дорога у відмінному стані оцінюється сумарним коефіцієнтом опору руху $\psi=0,020\dots0,023$, а хвиляста у поганому стані – $\psi=0,048\dots0,050$. Окрім того, рекомендується при визначенні швидкості руху вводити поправочний коефіцієнт K_v , значення якого залежить від параметрів дороги. Так для рівнинних доріг $K_v=1\dots0,8$; для хвилястих – $K_v=0,8\dots0,6$ і т.д. Відповідні коефіцієнти зниження швидкості руху приводяться і для доріг, що відрізняються за типом та станом покриття (табл.1).

Таблиця 1 - Значення параметрів, що характеризують дорожні умови

| Дорожні умови | | Сумарний коефіцієнт опору – ψ | | K_v |
|-----------------|------------------|------------------------------------|------------------|-------------|
| | | Межі змінювання | Середнє значення | |
| Рівнинна дорога | Відмінний стан | 0,014...0,040 | 0,027 | 1...0,8 |
| | Добрий стан | 0,018...0,044 | 0,031 | 0,8...0,62 |
| | Задовільний стан | 0,022...0,050 | 0,036 | 0,62...0,52 |
| | Поганий стан | 0,028...0,056 | 0,042 | 0,52...0,45 |
| | Бездоріжжя | 0,014...0,064 | 0,053 | <0,45 |
| Хвиляста дорога | Відмінний стан | 0,036...0,055 | 0,046 | 1...0,8 |
| | Добрий стан | 0,040...0,059 | 0,050 | 0,8...0,62 |
| | Задовільний стан | 0,044...0,065 | 0,054 | 0,62...0,52 |
| | Поганий стан | 0,050...0,071 | 0,061 | 0,52...0,45 |
| | Бездоріжжя | 0,056...0,079 | 0,068 | <0,45 |

При очевидній зручності користування класифікацією ХНАДУ – можливість визначати характеристику дороги певним сполученням чинників, слід відмітити, що при визначенні коефіцієнту зміни швидкості руху не враховані вагові показники транспортного засобу. Не приділено достатньої уваги і режимам роботи моторно – трансмісійної установки.

Підхід при моделюванні швидкості руху вантажного автомобіля з

урахуванням згаданих чинників був використаний у роботі [3], але внаслідок нехтуванням при русі величиною опору повітря, похибки кінцевих результатів були достатньо значні (8...12 %).

Рівень розвитку теорії транспортних засобів автотракторного типу та їх двигунів дозволяє зазначені залежності визначати аналітично. Математичні моделі, які при цьому використовуються, звичайно являють собою синтез рівнянь руху транспортного засобу та відповідних характеристик двигуна

Мета дослідження – встановлення аналітичних залежностей факторів, що визначають режими руху, у формати придатному для використання сучасних засобів обчислювальної техніки.

Результати дослідження. Аналітичний розрахунок режимів руху в різних дорожніх умовах проводився з використанням рівняння тягового балансу, яке до цілей дослідження можна надати у вигляді, що дозволяє визначити величину крутного моменту двигуна – M_δ , необхідного для додання певного опору шляху – ψ , із заданою швидкістю руху транспортного засобу – V :

$$M_\delta = \frac{(G_a \cdot \psi + kF \cdot V^2) \cdot V}{\eta_{тр} \cdot \omega_\delta}, \quad (1)$$

де G_a – експлуатаційна вага машини;
 kF – фактор опору повітря;
 $\eta_{тр}$ – ККД трансмісії;
 ω_δ – частота обертання колінчастого валу двигуна, c^{-1} .

В основу методики дослідження укладена теза щодо взаємозв'язку крутного моменту двигуна і швидкості руху машини. Так додання зростаючого опору дороги вимагає збільшення моменту, що здійснюється або за рахунок зменшення частоти обертання колінчастого валу, або переходом на нижчу робочу передачу трансмісії. І у першому, і другому випадках має місце зниження швидкості руху машини.

Розрахунковий експеримент проводився до вантажного автомобіля 6-го класу (прототип автомобіль КрАЗ-6510, двигун ЯМЗ-236). Основні вихідні дані такі: $G_a = 220,7$ кН; $kF = 0,0041$ кН·с²/м²; $N_{e.ном} = 176,5$ кВт; $\omega_{\delta.ном} = 220$ с⁻¹; $\eta_{тр} = 0,89$; $V = 10; 15; 20; 25$ м/с.

Діапазон розглядання дорожніх умов прийнятий таким, що складає $\psi = 0,02...0,05$. Це відповідає характеристикам доріг центральних регіонів України і кореспондується з рекомендаціями [2].

Розрахункові параметри режиму роботи двигуна, що забезпечують рух автомобіля типу КрАЗ на дорозі з певним опором і на заданій швидкості, представлені на рис.1. Там же надана зовнішня швидкісна характеристика двигуна ЯМЗ-236 – $N_e = f(\omega_\delta)$.

Взагалі, дані рис.1 відповідають існуючим уявленням про роботу транспортних засобів – більш “важкі” дорожні умови і більш високі швидкості руху вимагають і більших значних потужносних параметрів двигуна. Так рух автомобіля з повним ваговим навантаженням зі швидкістю $V = 10$ м/с на дорозі,

яка характеризується опором $\psi = 0,05$, забезпечується роботою двигуна ЯМЗ-236 на режимі зовнішньої характеристики, що є близьким до максимального крутного моменту $M_{\delta} \approx 1,0$ кН·м. “Полегшення” дороги до $\psi < 0,05$, так і збільшення швидкості руху може вже забезпечуватися режимами часткових характеристик. Граничними режимами для двигуна типу ЯМЗ-236 навіть по дорозі із рівнем опору – $\psi = 0,02$, є режими руху автомобіля із швидкістю $V \approx 20$ м/с. Отже, якісний взаємозв’язок крутного моменту двигуна і швидкості руху автомобіля є достатньо очевидним.

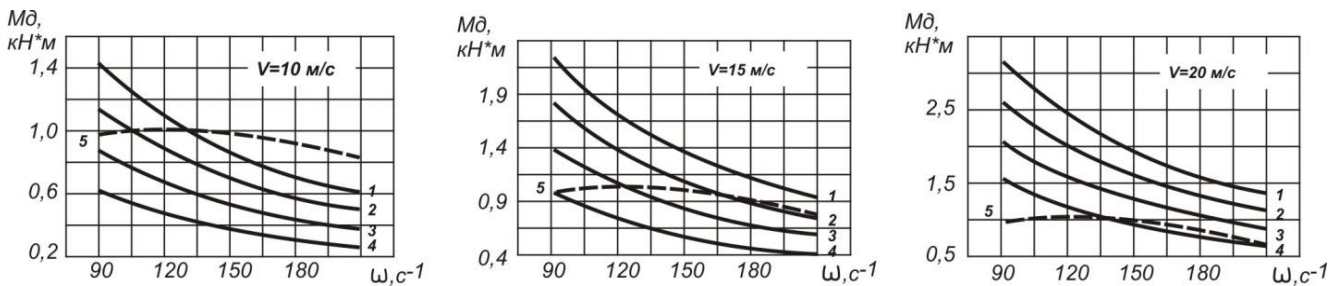


Рис. 1 – Потужносні параметри двигуна, які забезпечують рух автомобіля типу КраЗ у різних дорожніх умовах: 1 - $\psi = 0,05$; 2 - $\psi = 0,04$; 3 - $\psi = 0,03$; 4 - $\psi = 0,02$; 5 – зовнішня характеристика двигуна ЯМЗ-236

При встановленні кількісної оцінки цього взаємозв’язку слід звернути увагу на те, що темп зростання крутного моменту двигуна по мірі збільшення сумарного коефіцієнта опору дороги є майже однаковим і практично не залежить від швидкісного режиму двигуна. Тому можна припустити, що величина темпу зростання крутного моменту є величиною зворотною до швидкості руху транспортного засобу.

Визначення абсолютної величин темпу зростання проводимо з таких міркувань. Максимальна або розрахункова швидкість руху може бути реалізована при русі на рівнинній дорозі у відмінному стані – $\psi \approx 0,02$ (табл. 1). При цьому поправочний коефіцієнт корегування швидкості руху (поправочний коефіцієнт) складає $K_v = 1 \dots 0,8$. Отже, відношення моменту при $\psi = 0,02$ ($M_{\delta,0,02}$) до моментів, які має бути реалізовані на дорогах із $\psi \geq 0,02$ ($M_{\delta,i}$) можуть розглядатися як коефіцієнти зниження швидкості руху:

$$K_m = \frac{M_{\delta,0,02}}{M_{\delta,i}}. \quad (2)$$

Розрахунок коефіцієнтів K_m до різних опорів дороги і русі із різними швидкостями приведений у табл.2.

Внаслідок того, що середньоквадратичне відхилення отриманих значень K_m незначне і дорівнює для $\psi=0,03$ – $\sigma = 0,073$; для $\psi=0,04$ – $\sigma = 0,090$; для $\psi=0,05$ – $\sigma = 0,091$, а для $\psi=0,02$ взагалі $\sigma = 0$, а також для спрощення розрахунків швидкостей руху машини, вводимо до кожної з дорожніх умов середньозважені значення коефіцієнтів зниження швидкості руху – $K_{m,sp}$ (табл.3).

Таблиця 2 – Розрахунок коефіцієнтів K_m для автомобіля 6 класу

| V, м/с | K_m | | | |
|----------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | $\psi=0,02$ | $\psi=0,03$ | $\psi=0,04$ | $\psi=0,05$ |
| 10 | 1,000 | 0,686 | 0,522 | 0,421 |
| 15 | 1,000 | 0,707 | 0,547 | 0,446 |
| 20 | 1,000 | 0,733 | 0,578 | 0,477 |
| 25 | 1,000 | 0,760 | 0,612 | 0,513 |
| σ | 0 | 0,073 | 0,090 | 0,091 |

Таблиця 3 – Значення середньозважених коефіцієнтів зниження швидкості руху – $K_{m,cp}$

| Клас (прототип) автомобіля | $K_{m,cp}$ | | | |
|-------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | $\psi=0,02$ | $\psi=0,03$ | $\psi=0,04$ | $\psi=0,05$ |
| 3 (ГАЗ-53) | 1,000 | 0,785 | 0,649 | 0,554 |
| 4 (ЗИЛ-130) | 1,000 | 0,769 | 0,626 | 0,529 |
| 5 (КамАЗ-5310) | 1,000 | 0,742 | 0,591 | 0,492 |
| 6 (КрАЗ-6510) | 1,000 | 0,721 | 0,564 | 0,464 |

Коефіцієнт зниження швидкості руху для умов, що характеризуються сумарним опором дороги – $\psi=0,02$, становитиме $K_{m,cp} = 1$, тобто дійсна швидкість машини дорівнює теоретичній, яка визначається по відомій з теорії тракторів і автомобілів формулі : $V_m = \omega_d \cdot r_k / U_{mp}$ (де r_k – радіус кочення ведучого колеса; U_{mp} – передаточне число трансмісії). Подальше погіршення дорожніх умов призведе до зменшення швидкості руху і у тім більшої мірі, чим вище клас автомобіля, тобто більша його повна вага.

З огляду на наведене, для визначення дійсної швидкості руху засобу в заданих дорожніх умовах можна використовувати таку залежність:

$$V_d = V_m \cdot K_{m,cp}. \quad (3)$$

Розрахунки, аналогічні щодо автомобіля КрАЗ -6510 (6 клас), були проведені до автомобілів КамАЗ-5310 (5 клас), ЗИЛ-130 (4 клас), ГАЗ-53 (3 клас). В результаті були встановлені значення середніх коефіцієнтів зниження швидкості руху – $K_{m,cp}$. Кінцеві дані розрахунків представлені у табл. 3, а відповідні залежності – на рис. 2.

Попередній аналіз кривих $K_{m,cp} = f(\psi)$ на рис. 2 показав, що вони достатньо точно апроксимуються формулою квадратного тричлена. Похибка апроксимації кривих формулами, які представлені далі, не перевищує 1,5...2%. Формули для визначення величини середніх коефіцієнтів зниження швидкості руху $K_{m,cp}$ в залежності від рівня опору дороги ψ такі:

- для автомобілів 3 класу

$$K_{m,cp} = 300 \cdot \psi^2 - 35,7 \cdot \psi + 1,6; \quad (4)$$

- для автомобілів 4 класу

$$K_{m,cp} = 335 \cdot \psi^2 - 39 \cdot \psi + 1,65; \quad (5)$$

- для автомобілів 5 класу

$$K_{м.ср.} = 398 \cdot \psi^2 - 44,5 \cdot \psi + 1,7; \quad (6)$$

- для автомобілів 6 класу

$$K_{м.ср.} = 448 \cdot \psi^2 - 49 \cdot \psi + 1,8. \quad (7)$$

Як ілюстрація значимості проведених досліджень з точки зору необхідності корегувати швидкість руху в залежності від стану дороги, були проведені додаткові розрахунки швидкостей руху автомобіля типу КрАЗ-6510 при роботі на IV (прямій) передачі у дорожніх умовах, які незначно відрізняються одне від одного.

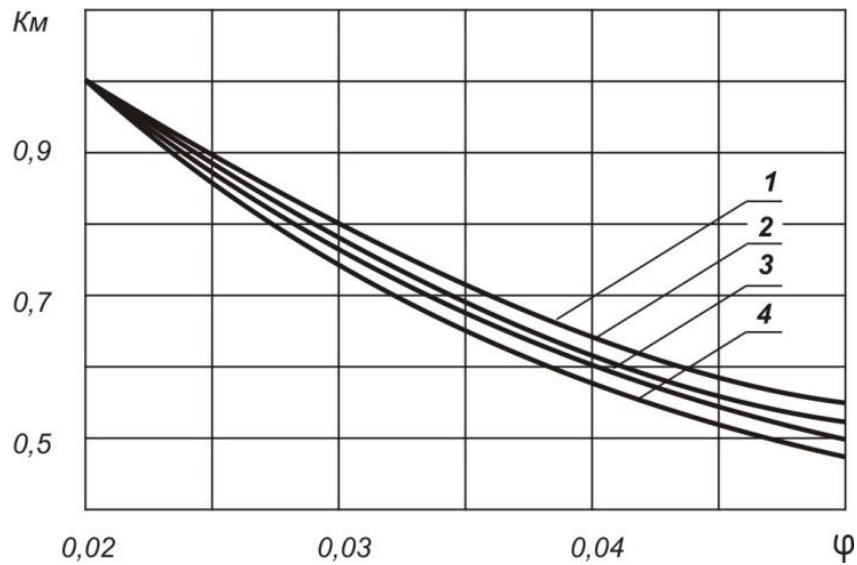


Рис.2 – Залежності $K_{м.ср.} = f(\psi)$ для автомобілів різних класів:
1 – 3 клас; 2 – 4 клас; 3 – 5 клас; 4 – 6 клас

Як вихідні, прийняті такі дані: радіус кочення коліс $r_k = 0,535$ м; передавальне число трансмісії $U_{тр} = 8,21$; номінальна частота обертання колінчастого валу $\omega_d = 210$ с⁻¹; частота обертання колінчастого валу на режимі максимального крутного моменту $\omega_d = 140$ с⁻¹; сумарний коефіцієнти опору дороги – $\psi_0 = 0,020$. Порівняльні режими відзначалися такими значеннями опорів дороги – $\psi_1 = 0,018$ $\psi_2 = 0,022$. Теоретична швидкість руху автомобіля розраховувалася за формулою $V_m = \omega_d \cdot r_k / U_{тр}$, дійсна – за формулою (3), значення коефіцієнтів $K_{м.ср.}$ – за формулою (7).

Графічна інтерпретація результатів розрахунків представлена на рис. 3 у вигляді, так званих, променевих діаграм швидкості руху машини.

З наведеного очевидно, що навіть такі незначні коливання сумарного опору, як $\Delta\psi = \pm 0,002$, викликають зміну швидкості руху до $\pm 6\%$. Це підтверджує достатність прийнятої у даному дослідженні гіпотези про пропорційність зв'язку рівня крутного моменту двигуна, який є необхідним для додання певного опору дороги, і швидкості руху транспортного засобу.

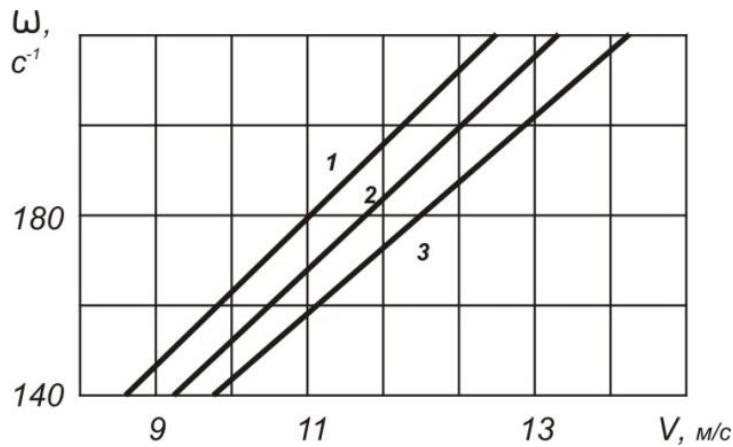


Рис. 3 – Променеві діаграми швидкості руху автомобіля типу КрАЗ:
 1 – $\psi=0,018$; 2 – $\psi=0,020$; 3 – $\psi=0,022$

Слід зазначити, що представлені результати торкалися тільки транспортних засобів з повним ваговим навантаженням, у той час, коли вплив рівня вагового навантаження на швидкість руху безумовно є достатньо значимим. З огляду на це були проведені відповідні розрахункові дослідження, за якими встановлено, що при аналізі роботи автомобіля з неповним завантаженням (наприклад $\sim 0,5 G_{гр.ном.}$), можна використовувати дані по значенням коефіцієнтів $K_{м.ср.}$ для автомобіля попереднього класу при повному ваговому навантаженні.

Висновки

1. Темп зростання крутного моменту двигуна по мірі збільшення сумарного коефіцієнта опору дороги є майже однаковим і практично не залежить від швидкості руху транспортного засобу.
2. Відношення крутного моменту двигуна, який є необхідним для долання опору дороги при $\psi = 0,02$, до моментів, що мають бути реалізовані на дорогах із $\psi \geq 0,02$ можуть розглядатися як коефіцієнти зниження швидкості руху транспортного засобу у певних дорожніх умовах.
3. Для обчислення дійсних швидкостей руху транспортних засобів рекомендується використовувати коефіцієнти зниження швидкості руху, визначення яких рекомендується проводити за формулами (4), (5), (6), (7).

Список використаних джерел

1. Державні будівельні норми України. Автомобільні дороги [Текст]. – ДБН В.2.3. – 4 – 2000. Держбуд. України, К., 2000. – 115 с.
2. Говорущенко, Н.Я. Системотехника транспорту (на прикладах автомобільного транспорту). [Текст] / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - Харків: РІО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
3. Павленко, В.А. Математическая модель эксплуатационного расхода топлива. [Текст] / - Харків: ХНАДУ. Сб.науч.тр. – 2002. – Вып.9 – С.97-100.

Аннотация

РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА АВТОТРАКТОРНОГО ТИПА

Варваров Л.Н.

На основе уравнения тягового баланса представлен анализ подходов к определению скорости движения транспортного средства в различных дорожных условиях и разработаны рекомендации по ее аналитическому определению.

Abstract

CALCULATION MODEL OF DEFINITION OF SPEED OF MOVEMENT VEHICLE TYPE TRACTOR

L. Varvarov

On the basis of the equation of balance of traction presents an analysis of approaches to the definition of speed of movement of the vehicle in different road conditions and developed recommendations for its analytical definition.

УДК 629.436.019

ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНІВ ММЗ Д-262.2S2 НА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНАХ

Погорілий В.В.

УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

Макаренко М.Г., доц., Макаренко О.М., інж., Литвинцев М.С. магістр
*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Смірнов Є.М.

Слобожанська агропромислова компанія

Наводяться результати досліджень адаптації та експлуатаційної технологічності використання двигуна Д-262.2S2 виробництва Мінського моторного заводу на зернозбиральних комбайнах.

Вступ. Збирання врожаю зерна зернових, зернобобових, круп'яних та технічних культур є завершальним етапом всього процесу їх вирощування. У структурі загальних витрат на виробництво сільськогосподарських культур збирання займає 31-50% витрат енергії і 45-60% трудових витрат. Для збирання їх у оптимальні строки необхідно мати відповідний парк сучасної зернозбиральної техніки.

Забезпечення підприємства комбайнами і досягнутий рівень їх

використання істотно впливають на валовий збір сільськогосподарських культур, оскільки запізнення із збиранням призводить до значних втрат вирощеного врожаю. Відомо, наприклад, що втрати зерна досягають 25–30 % при запізненні збирання зернових колосових на 10–12 днів. Тому підприємствам економічно вигідно мати необхідну кількість комбайнів відповідної пропускну здатності, які забезпечать збирання культур в оптимальні строки.

Аналіз публікацій. Світовий досвід машинобудування свідчить, що наряду з придбанням нової техніки широко розповсюджена модернізація існуючої. Таким чином, несучи порівняно незначні затрати, у аграріїв з'являється можливість на базі існуючих комбайнів отримати конструкції, що відповідають сучасним вимогам.

Експлуатаційна технологічність комбайнів істотно впливає на його надійність [1], фактичну продуктивність, витрату палива і визначається конструктивними, виробничими і експлуатаційними чинниками. Конструктивні чинники характеризують контролепридатність, доступність, взаємозамінність, відновлюваність і працездатність комбайна і його складових частин [2]. Найбільш значущі виробничі чинники визначаються технологією виготовлення деталей і складальних одиниць, а експлуатаційні – умовами рядової експлуатації, в яких виявляються властивості конструкції комбайнів, закладені при його проектуванні. Основними експлуатаційними чинниками є: організація і якість проведення технічних обслуговувань (ТО) і ремонтів, кваліфікація і комплектність штату виконавців, організація зберігання тракторів і т.д. [3].

Мета і постановка задачі. Метою роботи є дослідження адаптації та експлуатаційної технологічності використання двигуна Д-262.2S2 виробництва Мінського моторного заводу на зернозбиральних комбайнах.

Вирішення задачі. Відомо, що для ефективної роботи комбайна потрібно забезпечити оптимальне завантаження всіх його систем, в першу чергу молотарки. Для забезпечення якісного виконання технологічного процесу двигун комбайна повинен мати відповідні характеристики. Основними з яких є: потужність, достатня для виконання технологічної операції при мінімальній витраті палива; необхідний запас крутного моменту; висока надійність, простота в обслуговуванні і ремонті.

При цьому слід відмітити, що Україна на сьогодні не має власних комбайнових двигунів. Харківські моторні заводи ХЗТД та СМД, які забезпечували двигунами практично всі моделі комбайнів перестали існувати.

В аграрному виробництві нових комбайнів не вистачає, а наявні - гранично застарілі та спрацьовані. При зниженні потужності двигуна нижче за значення, яке закладає завод-виробник, як наслідок загального спрацювання та порушення оптимальних регулювань, зменшується продуктивність, погіршується якість технологічного процесу, збільшується втрата зерна та значно зростають витрати пально-мастильних матеріалів. Крім того така робота двигуна приводить до виникнення аварійної несправності з значними затратами на ремонт. Неодинокі випадки, коли реальна потужність двигуна комбайна була

на 30...40 кВт нижча за номінальне значення.

Як компромісний варіант, є модернізація комбайна встановленням нового двигуна. Варіантів небагато: ярославський ЯМЗ-238АК та мінський Д-262.2S2. Обидва двигуни мають відповідні характеристики і адаптовані до встановлення на зернозбиральних комбайнах.

На ринку комбайнів України пропонуються машини з різними типами і схемами молотильних пристроїв: однобарабанні («Ростсільмаш», John Deere), багатобарабанні (New Holland, Massey Ferguson), роторні (Case, John Deere) та гібридні (Claas). Кожен з виробників наводить власні аргументи на підтримку вибраної схеми обмолоту і вказує на відповідні переваги.

Важливо зазначити, що для визначення переваг тієї чи іншої моделі комбайна потрібно орієнтуватися не лише на ціну його придбання й окремі техніко-економічні характеристики, а й на вартість намолоту тонни врожаю. Адаже в цьому показнику знаходять відображення ціна комбайна, експлуатаційні витрати, вартість запасних частин та надійність.

Основним показником зернозбирального комбайна є пропускна здатність, що є найбільш інтегральною його технічною характеристикою і дозволяє оцінити технічний рівень конструкції машини та тип молотильно-сепаруючого пристрою. Саме тип молотильно-сепаруючого пристрою визначає вимоги до потужності двигуна, оскільки в класичній схемі молотарки оптимальна енергонасиченість для забезпечення номінальної продуктивності за мінімального рівня втрат становить близько 27 к.с. для обмолоту 1 кг маси за 1 секунду, у гібридній схемі – 30, у роторній 32 к.с.

Таким чином, якщо пропускну здатність комбайна, виражену в кілограмах маси, яку він може обмолотити за 1 сек. помножити на 27...32 (залежно від типу молотильно-сепаруючого пристрою), то отримаємо потужність двигуна, обчислену в кінських силах, необхідну для реалізації заданої продуктивності.

Використання будь-якої машини в технічному процесі обґрунтовується технологічною доцільністю та економічною ефективністю. При недостатній потужності двигуна продуктивність комбайна не буде відповідати заданій та не буде забезпечуватись якісне виконання технологічного процесу.

Аналіз динаміки розвитку комбайнового ринку показав, що за останні роки практично на всіх моделях спостерігається збільшення потужності двигунів, оскільки необхідна потужність забезпечує значне підвищення продуктивності комбайна при якісному виконанні технологічного процесу.

Напрошується думка, що зернозбиральний комбайн з потужним двигуном забезпечить успішне та швидке проведення збиральної компанії. Але при виборі моделі насамперед слід звертати увагу не просто на потужність двигуна, а на збалансованість отриманої потужності та потреби потужності усіх робочих агрегатів та вузлів комбайна (тип молотильно-сепаруючого пристрою, ширина захвату жатки, ємність бункера тощо), бо саме вони значною мірою визначатимуть рівень витрат пального при комбайнуванні. Надто потужний двигун комбайна, без урахування зазначених меж, не зможе повністю реалізувати свої потенційні можливості, що призведе до невиправданого

збільшення питомої витрати палива та значно підвищить його ціну.

Потужність ярославського ЯМЗ-238АК – 240 к. с., мінського Д-262.2S2 – 250 к. с.

При встановленні даних двигунів на комбайн «Дон» з класичною схемою молотарки, використовуючи наведену вище залежність, отримаємо пропускну здатність комбайна, виражену в кілограмах маси за секунду: з ЯМЗ-238АК – 8,89 кг/сек.; з Д-262.2S2 – 9,26 кг/сек.

Встановлюючи новий двигун на комбайн користувач платить за його здатність виконувати технологічний процес обмолоту та сепарації, тобто за потужність. Ціна ЯМЗ-238АК з перехідним пристроєм – 149300 грн.; Д-262.2S2 з перехідним пристроєм – 114000 грн.

Таким чином, розділивши ціну двигуна на потужність, отримаємо вартість однієї кінської сили: з ЯМЗ-238АК – 622 грн./к. с., з Д-262.2S2 – 456 грн./к. с.

Навантаження на робочі органи комбайна залежить від багатьох факторів: перш за все від урожайності, співвідношення маси соломи і зерна, густоти та висоти хлібостою, рельєфу поля, вологості ґрунту і зерна та ще багатьох чинників, що постійно змінюються і значно варіюють навіть у межах поля. Але для якісного обмолоту колосків, сепарації та очищення зерна з мінімальними втратами відповідні механізми комбайна повинні мати оптимальну робочу швидкість (частоту обертання). Тому комбайновий двигун повинен мати не тільки достатню потужність, а і значний запас крутного моменту для стабільного забезпечення необхідних обертів приводу робочих органів молотильно-сепаруючого пристрою незалежно від рівня завантаження. Саме для реалізації заданих характеристик для комбайнів використовують спеціальні двигуни, що працюють на стабільних обертах у значному діапазоні навантажень та в умовах стрибкоподібного характеру їх зміни, що дає можливість комбайну успішно та продуктивно працювати з важкими типами культур, легко підніматися на схили та працювати у важких польових умовах.

Відомо, що крутний момент є найважливішим динамічним показником двигуна і характеризує його тягові можливості. Він є сумою результуючих всіх сил - тиску продуктів згоряння палива, тертя, інерції і т.д., помноженого на плече прикладення, яке дорівнює радіусу кривошипа колінчастого валу. А потужність - достатньо умовний параметр, який відображає корисну роботу, що виконується газами в циліндрах двигуна за одиницю часу, за вирахуванням втрат на подолання сил тертя і приведення в дію допоміжних механізмів. Чим більший крутний момент двигуна і, що ще важливіше, чим краще він розподілений по діапазону обертів - тим швидше розганяються робочі органи молотильно-сепаруючого пристрою комбайну і тим більші сили протидії (наприклад, при раптовій подачі більшої кількості хлібної маси) він здатний долати без значного зменшення частоти обертання. Це дає можливість здійснити обмолот з меншими затратами енергії та з мінімальними втратами та пошкодженням зерна. Крутний момент ЯМЗ-238АК – 932 Н·м; Д-262.2S2 – 1320 Н·м.

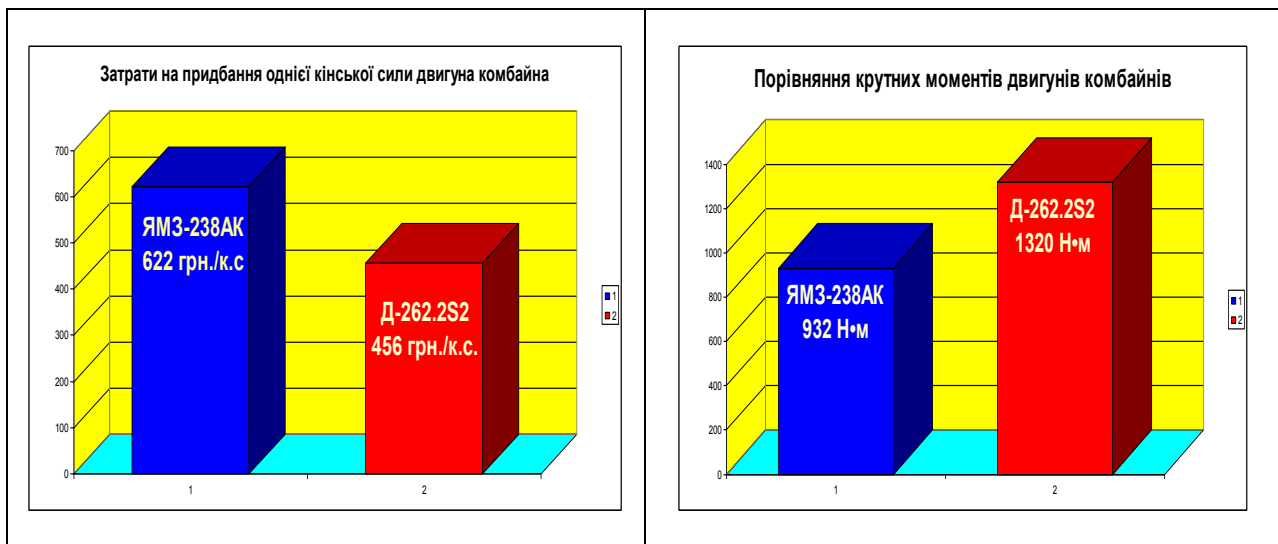


Рис. 1 – Порівняння комбайнових двигунів

Для подолання сил, що протидіють роботі молотильно-сепаруючого пристрою та рухові комбайну, потрібен більший момент, максимально «зміщений» до мінімальних обертів. Для розгону ж необхідна оптимальна комбінація розподілу крутного моменту по діапазону обертів, величини моменту, і величини максимальної потужності.

Відомо, що найбільш об'єктивну оцінку динамічних якостей двигуна можна отримати при аналізі його зовнішньої швидкісної характеристики. Зовнішня швидкісна характеристика є залежністю показників роботи двигуна (потужності, крутного моменту, коефіцієнту наповнення циліндрів, питомої та годинної витрати палива і ін.) від частоти обертання колінчастого валу при незмінному положенні органу керування, який забезпечує максимальну подачу палива в циліндри.

Аналізуючи залежність зміни крутного моменту в зовнішній швидкісній характеристиці двигуна ММЗ Д-262.2S2, помітно, що максимум крутного моменту приходить на частоту обертання 1540 хв^{-1} . Тобто, при розгоні молотильно-сепаруючого пристрою, коли потрібно перебороти опір не тільки хлібної маси, а і значних інерційних сил, двигун матиме великий крутний момент. Крім того, при збільшенні навантаження, збільшується відповідно і крутний момент, тяга підвищується.

Важливим параметром двигуна, який дозволяє оцінити стійкість його режиму при роботі по зовнішній швидкісній характеристиці, є коефіцієнт пристосованості (запас крутного моменту). Його значення визначається відношенням максимального крутного моменту до номінального, що розвивається двигуном на номінальній потужності при номінальній частоті обертання колінчастого валу. Він у наддувного двигуна Д-262.2S2 значно більший, ніж у безнаддувного ЯМЗ-238АК. За даними випробувань в УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого запас крутного моменту Д-262.2S2 складає 28%.

Особливо помітна важливість цього параметра виявляється у разі подолання комбайном значних навантажень. Чим більше значення коефіцієнта пристосованості, тим більший опір може подолати комбайн. Важливе значення при цьому має і розширений діапазон зміни частоти обертання колінчастого

валу, в якому двигун стійко працює, оскільки, чим більший цей діапазон, тим кращі динамічні якості має комбайн, тим легше управління двигуном і комбайном в цілому.

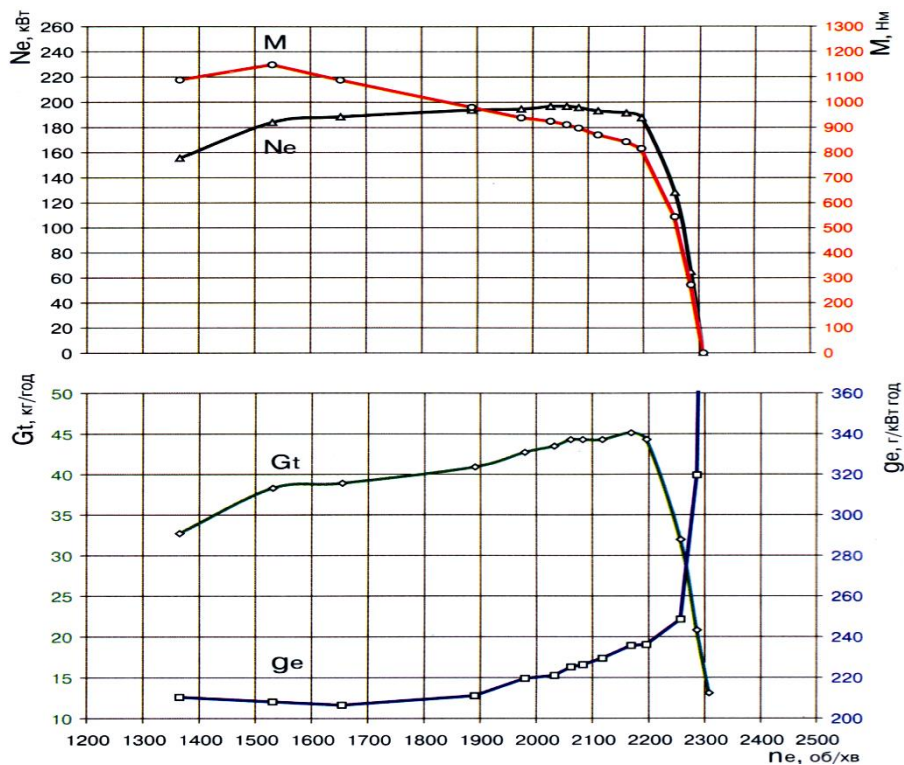


Рис. 2 – Швидкісна характеристика двигуна MM3 Д-262.2S2 (за даними випробувань в УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого)

Економічність двигуна багато в чому визначається технічним рівнем систем і механізмів дизеля і перш за все досконалістю системи живлення, які забезпечують повноту згоряння палива і перетворення отриманої енергії в крутний момент на колінчастому валу.

Системи подачі палива на порівнюваних двигунах виконані по класичній схемі з розділеним розташуванням паливного насоса і форсунок. Більш висока повнота згоряння палива у дизеля Д-262.2S2 забезпечується застосуванням турбонаддува. І не простого, а регульованого. Перш за все, це дає можливість досягти заданих характеристик силового агрегату при менших габаритах і масі, ніж при застосуванні «атмосферного двигуна». Звідси витікає ще один важливий наслідок: у турбодвигуна краща паливна економічність. Адже він більш компактний і ефективніше витрачає паливо ніж «атмосферний двигун». У нього менша тепловіддача, насосні втрати і відносні втрати на тертя. Економії палива сприяє також і більший крутний момент при низьких частотах обертання колінчастого валу. Крім того, у турбодвигуна кращі екологічні показники. Менше споживання палива «при інших рівних» означає також менші сумарні викиди шкідливих речовин.

Крім того, за рахунок конструктивних особливостей механізмів і систем у мінського дизеля зменшені внутрішні втрати енергії.

Мінський 6-ти циліндровий, рядний добре урівноважений комбайновий

двигун, при більшій потужності має меншу вагу, більш економічний, ніж двигун ЯМЗ-238АК. Як показали випробування, проведені в Українському науково-дослідному інституті прогнозування і випробування сільськогосподарської техніки і технологій (УкрНДПВПТ) ім. Л. Погорілого, завдяки газотурбінному регульованому наддуву і проміжному охолодженню повітря, застосуванню сучасних матеріалів і технологій, мінські двигуни є новим сучасним поколінням енергоустановок для комбайнів.

За результатами польових спостережень при роботі комбайнів «Дон» на номінальному навантаженні, витрата палива при виконанні однакових робіт у комбайна, обладнаного дизелем Д-262.2S2 на 15-20% менше ніж у такого ж комбайна, обладнаного безнаддувним двигуном ЯМЗ-238АК.

Досвід господарств, які вже експлуатують комбайни з мінськими двигунами Д-262.2S2, показує, що за день роботи економиться до 50-60 літрів дизельного палива в порівнянні з комбайнами, обладнаними двигунами ЯМЗ. При існуючій ціні дизельного палива економія складає 475-570 грн. за день роботи.

Дизель Д-262.2S2 створений конструкторами Мінського моторного заводу спеціально для комбайнів. Він постійно удосконалюється, підвищується його надійність і ресурс.

Двигун Д-262.2S2 – рядний, добре вписується в компоновку комбайна, має легкий доступ до агрегатів для технічного обслуговування і ремонту. Він має меншу вагу, ніж двигун ЯМЗ-238АК і більш урівноважений. Менша вібрація значно зменшує навантаження на деталі двигуна, підвищує їх ресурс і не викликає порушення герметичності очисника повітря і трубопроводів подачі повітря.

Продуманість конструкції двигуна Д-262.2S2 спрощує процес його ремонту. Мережа сервісних центрів по обслуговуванню і ремонту мінських двигунів широко розвинута. Запасні частини не дефіцитні.

У зв'язку з меншим числом замінюваних деталей при ремонті, вартість ремонту Д-262.2S2 порівняно з ЯМЗ-238АК дешевша на третину.

Висновки. Досвід уніфікації і тенденції розвитку світового машинобудування свідчать про те, що вирішити проблему модернізації існуючих комбайнів та отримати конструкції, що відповідають сучасним вимогам можна встановленням альтернативного двигуна Д-262.2S2.

В результаті типових випробувань комбайнів «Дон-1500», оснащених двигуном Д-262.2S2, встановлено, що двигун за конструкційними параметрами задовільно ув'язується з силовою передачею комбайна. Незручності під час обслуговування двигуна не виникають.

Двигун забезпечує показники потужності у відповідності з вимогами ТУ, відповідає за показниками паливної економічності. Двигун має допустимий угар масла – 0,3% (за ТУ – 0,4%). Система охолодження забезпечує необхідний тепловий режим роботи двигуна.

Рівень шуму в кабіні комбайна на встановлених режимах роботи дизеля не перевищує допустиму величину у відповідності до вимог ГОСТ 12.1.003.

Список використаних джерел

1. Прогнозирование надежности тракторов. В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко, И.Ш. Чернявский: Под общ.ред. В.Я. Аниловича. – М.: Машиностроение, 1986. – 244 с.
2. Эксплуатационная технологичность конструкций тракторов. Под общ. ред. Н. Ф. Чухчина и В. Н. Старикова. – М.: Машиностроение, 1982 – 256 с.
3. Топилин Б.Е., Забродский В.М. Работоспособность тракторов. – М.: Колос, 1994. – 333 с.

Аннотация

ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ММЗ Д-262S2 НА ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНАХ

Погорелый В.В., Макаренко Н.Г., Макаренко А.Н., Смирнов Е.Н.

Приводятся результаты исследований адаптации и эксплуатационной технологичности использования двигателя Д-262.2S2 производства Минского моторного завода на зерноуборочных комбайнах.

Abstract

OPERATING TECHNOLOGICALNESS OF THE USE ENGINES OF MMZ D-262S2 ON COMBINE HARVESTERS

V. Pogoreliy, N. Makarenko, A. Makarenko, E. Smirnov

Results over of researches of adaptation and operating technologicalness of the use of engine of D-262.2S2 of production of the Minsk agile factory are brought on combine harvesters.

УДК 631.37

МЕТОДИКА ВИБОРУ РЕЖИМУ РОБОТИ МТА ПРИ ВИКОРИСТАННІ РІЗНИХ ВИДІВ ПАЛИВА

Шуляк М.Л., доц., к.т.н., Кашин Д.В., магістр

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

У роботі запропонована методика спрощення вибору режиму роботи МТА з урахуванням впливу на паливну економічність використання сумішевих палив.

Вступ. Освоєння енергозберігаючих технологій виробництва продукції рослинництва є одним з пріоритетних напрямків розвитку машинно-технологічної сфери АПК. Першочерговим завданням є зниження енерговитрат

машинно-тракторних агрегатів, що визначаються в основному вартістю моторних палив. Інтенсивне зростання ціни на дизельне паливо за останні роки (в 3-4 рази) і пов'язане з цим збільшення собівартості сільськогосподарської продукції зумовили актуальність розробок з використання біодизельного палива (БП), що представляє собою змішані в певній пропорції ефіри жирних кислот з мінеральним дизельним паливом (ДП). БП отримують з поновлюваних ресурсів, його хімічні властивості близькі до нафтового. Паливо володіє змащувальними властивостями, знижує негативне екологічне навантаження від токсичних викидів з відпрацьованими газами двигунів мобільної сільськогосподарської техніки, а його застосування направлено на виконання норм Правил ЄЕК ООН № 96, європейського стандарту EN 14214: 2003 та відповідного ДСТУ 6081: 2009.

Аналіз основних публікацій, досліджень. У сільськогосподарських тракторів 30-60 % часу роботи приходиться на режими, при яких експлуатаційне навантаження дизелю не перевищує 60-70 % повного при номінальній частоті обертання [1]. Окрім того, значну частину часу (50%) двигун робить при положенні органів керування регулятора частоти обертання, що відповідають частковій подачі палива, ті на холостому ході. В роботі Взорова Б.А [2] відзначено, що ступінь використання потужності двигуна при виконанні трактором окремих операцій з їх річного набору різна і залежить від специфіки робіт, що виконуються. В роботі [3] встановлено, що при роботі на сумішевому паливі, як і на дизельному найбільш повна оцінка паливної економічності трактора досягається за рахунок його багатопараметрових тягових характеристик. Вони дозволяють обирати оптимальні по паливній економічності режими роботи. З'ясовувати економію витрати палива: при роботі двигуна на часткових швидкісних режимах, при маневруванні передачами. Також можна зазначити, що використання сумішевих палив більш виправдане по паливній економічності на сільськогосподарських операціях, що виконуються з недовантаженням двигуна. Проте відомим є факт більш швидкого коксування розпилювачів форсунок. При використанні альтернативних видів палива проводити технічне обслуговування, то треба раніше ніж для дизельного, бо подальша експлуатація може привести к суттєвому збільшенню витрати палива та зменшенню потужності, після досягнення границі вказаній в ГОСТ 18508-73. У даному випадку процес коксування йде більш стрімкими темпами і не має лінійного характеру для всіх видів палива та призведе до повного виходу з ладу паливної системи двигуна [4]. Аналіз режимів роботи машинно-тракторного агрегату (МТА) та термінів ТО, для різних видів альтернативного палива, за умови застосування багатьох режимів роботи двигуна, досить трудомісткий і його використання на практиці пов'язано з певними труднощами.

Мета досліджень. Метою роботи є розробка рекомендацій і методики швидкого визначення потрібного режиму роботи МТА та періодичності проведення ТО для обраної операції рослинництва за умови використання різних видів альтернативного палива.

Результати досліджень. Режим роботи и потрібну паливну суміш для

виконання операцій рослинництва в роботі [3] запропоновано визначати за допомогою серії багатопараметрових характеристик рис. 1.

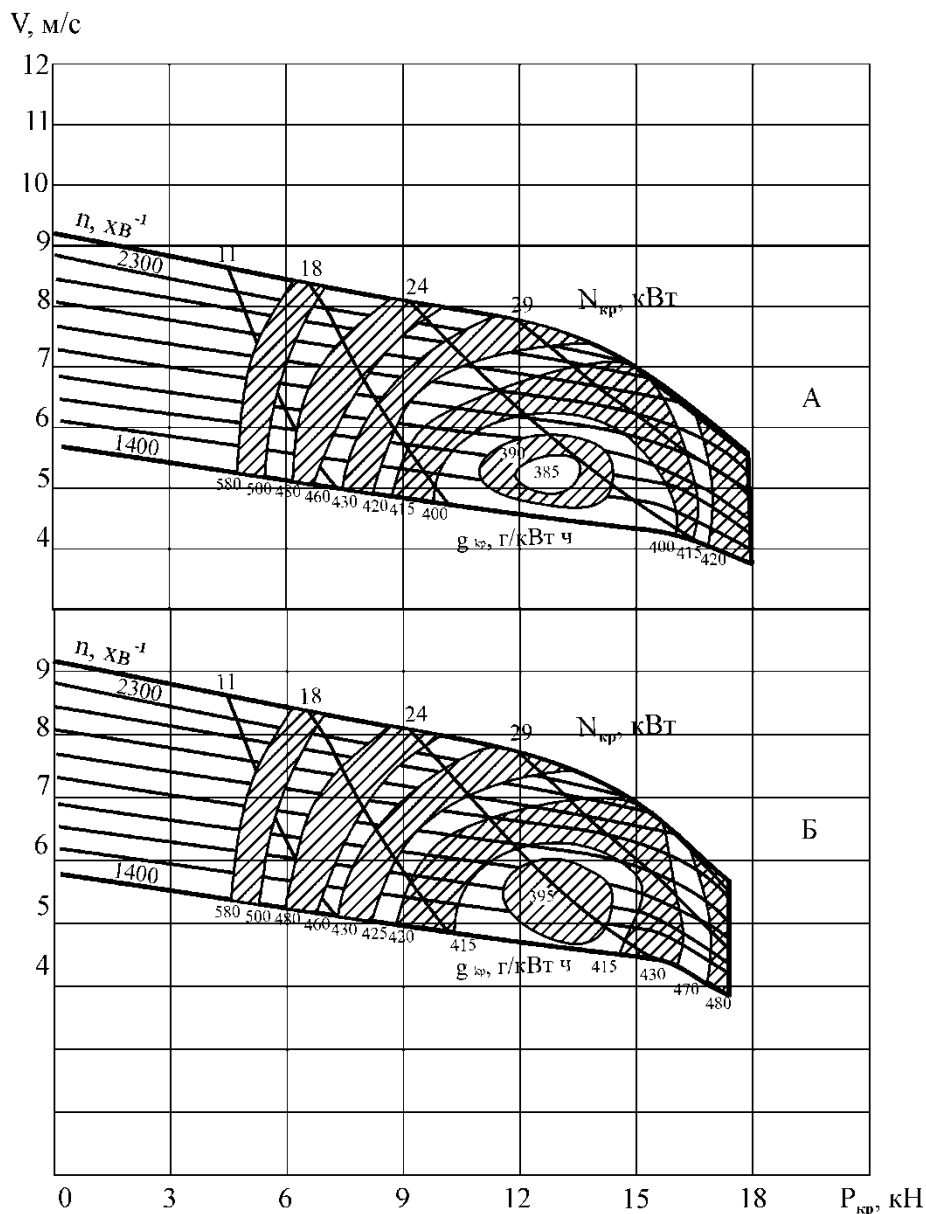


Рис.1 – Багатопараметрові тягові характеристики трактора МТЗ-80 (агрофон – поле під посів) на четвертій, п'ятій передачі:

а – на дизельному паливі, б – на сумішевому паливі: n – оберти колінчатого валу двигуна; V – швидкість руху; $N_{кр}$ – крюкова потужність; $g_{кр}$ – питома крюкова витрата палива; G_T – часова витрата палива

Для виконання сільсько-господарської операції машинно-тракторним агрегатом викликає багато труднощів навіть при використанні багатопараметрових тягових характеристик. Якщо підбирати суміш в діапазоні зміни частки біопалива з 0 до 100 %, використовуючи багато-параметрові тягові характеристики, для 10 сумішей зі збільшенням частки біопалива на 10 % в кожній, то для вибору оптимального режиму МТА треба проаналізувати, за умови роботи на чотирьох передачах 44 багатопараметрові тягові

характеристики. Це великий обсяг роботи, в той час – будь-яке спрощення аналізу, чи то зменшення кількості проаналізованих сумішей, чи відмова від розглянення всіх можливих передач трансмісії, призведе до погіршення результату, та таку оптимізацію можна назвати лише частковою, бо багато режимів не будуть розглянуті. Для спрощення аналізу багатопараметрових тягових характеристик запропоновано застосувати номограму (рис. 2), яка побудована на основі багатопараметрових характеристик, та дозволяє швидко виключити не можливі режими роботи МТА і як наслідок суттєво скоротити межі проведення аналізу.

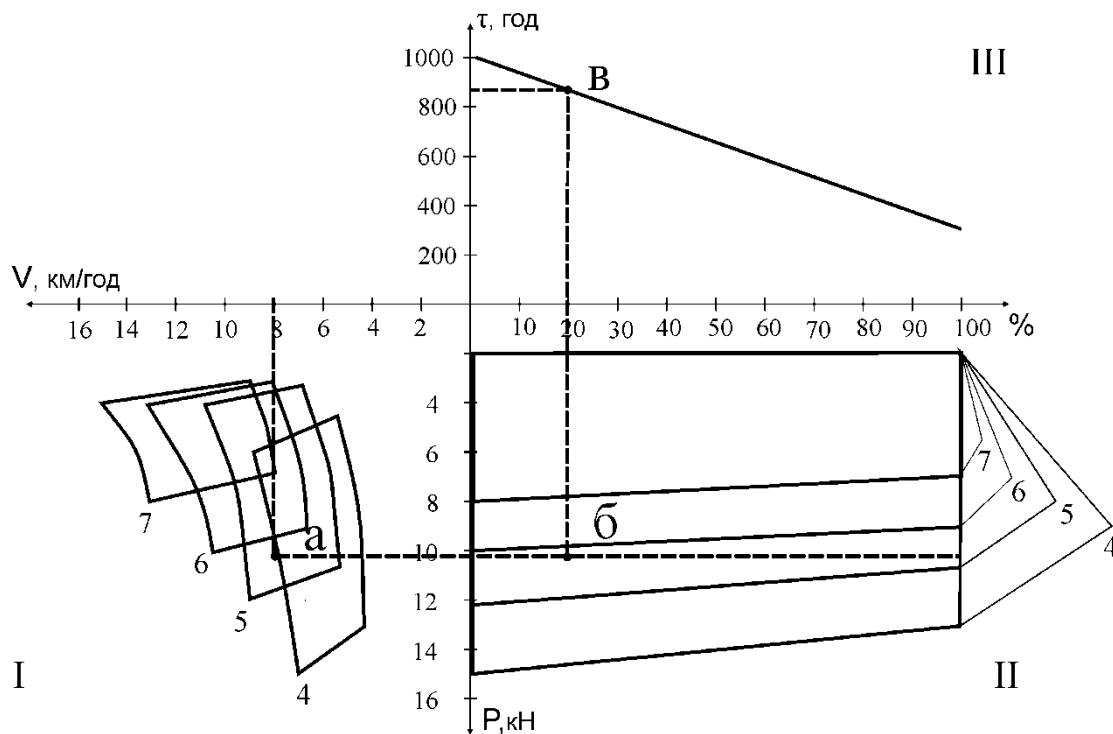


Рис. 2 – Номограма ефективності МТА від відсоткової частки % біопалива в суміші з ДП з врахуванням терміну експлуатації τ форсунок двигуна, ----- вибір оптимального режиму роботи МТА; V – швидкість руху; P – гачове зусилля; 4,5,6,7 – передачі

Також при використанні біодизельного палива слід пам'ятати про термін безвідмовної роботи частин паливної апаратури, зокрема розпилювачів форсунок дизеля, час експлуатації яких зменшується пропорційно збільшенню частки біопалива в суміші.

Графік складається з трьох квадрантів: в першому (I) побудовані області залежність зміни швидкості руху від тягового зусилля трактора МТЗ – 80 для кожної передачі. Границі області для даної передачі обмежені режимом роботи двигуна та видом палива. Найбільше значення швидкості при заданому тяговому зусиллі, відповідає режим роботи двигуна по зовнішній регуляторній характеристиці на дизельному паливі без домішок альтернативного, а найменшому значенню швидкості відповідає режим роботи по частковій швидкісній характеристиці на альтернативному паливі.

В другому квадранті (II) побудована залежність зміни тягового зусилля від зміни частки альтернативного палива в суміші, як і в першому квадранті верхня крива обумовлює можливість реалізації тягового зусилля на даній

передачі за умови роботи двигуна по зовнішній регуляторній характеристиці на різних видах палива, подальше зменшення тягового зусилля обумовлене частковими швидкісними режимами роботи двигуна на різних видах палива та можливістю не повної реалізації тягового зусилля, тобто недовантаження двигуна. Уточнення конкретного режиму двигуна запропоновано робити по багатопараметровій тяговій характеристиці і далі після вибору типу суміші перейти в третій квадрант.

В третьому квадранті побудована залежність зміни часу експлуатації форсунок дизеля до ТО-3 в залежності від частки альтернативного палива в суміші. Отримавши оптимальні параметри роботи МТА для виконання заданої операції (режим роботи двигуна; швидкість трансмісії; процентне співвідношення палив в суміші) за допомогою графіка в третьому квадранті встановлюємо термін роботи форсунки до необхідного ТО-3.

Розглянемо приведену методику на базі МТА в складі МТЗ-80 + сівалка СЗ – 12: задана швидкість руху 8 км/год, опір сільськогосподарської машини 10 кН (рис. 2). В першому квадранті обираємо області передач, на яких можлива реалізація швидкості 8 км/год – 4,5,6 передачі (точка а). Далі в другому квадранті з вже обраних передач виключаємо ті, що не відповідають по тяговому зусиллю (точка б). Залишаються передачі 4 та 5, так як найбільш оптимально двигун МТА працює по зовнішній регуляторній характеристиці, наближений до параметрів номінальної потужності обираємо 5 передачу. За допомогою багатопараметрової характеристики уточнюємо режим роботи двигуна та частку біопалива в суміші. Так як в роботах науковців накопичено недостатньо досвіду, щоб зробити остаточний висновок о впливі використання біопалива на безвідмовну роботу двигуна, при обиранні суміші палива спираємося на світовий досвід застосування МЕРО та обираємо суміш частка біопалива (ЕЕРО), в якій складе 20 %. Переходимо в квадрант три (точка в), де встановлюємо термін роботи форсунки для суміші палива. (865 мотогодин).

Висновки: За допомогою запропонованої методики можна без погіршення результатів та за менший проміжок часу підібрати оптимальні параметри роботи МТА для виконання заданої технологічної операції.

Список використаних джерел

1. Володін В.М. Оценка эксплуатационной топливной экономичности тракторных и комбайновых дизелей [текст]/ В.М.Володин // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. № 1. – С. 14-16.
2. Взоров Б.А., Молчанов К.К., Трепененков И.И. Снижение расхода топлива с.-х. тракторами путем оптимизации режима работы двигателей [текст]/ Б.А. Базаров, К.К. Молчанов, И.И. Трепененков // Тракторы и сельхозмашины. – 1985- № 6. – С. 10-14.
3. Шуляк М.Л. Оцінка ефективності роботи МТА при роботі двигуна на різних швидкісних режимах та різних видах палива [текст] / М.Л. Шуляк // Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. Вісник ХНТУСГ: – Х.: ХНТУСГ, 2011. Вип.110. – С. 327 – 332.

4. Лебедев А.Т. Вплив коксування соплових отворів розпилювачів форсунок двигуна при роботі на альтернативних видах палива на тягово-енергетичні показники МТА / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк // Механіка та машинобудування. – Х.: ХПІ. – 2011- С. 114 – 125.

Аннотация

МЕТОДИКА ВЫБОРА РЕЖИМА РОБОТЫ МТА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА

Шуляк М.Л., Кашин Д.В.

В работе рассмотрены различные скоростные режимы работы двигателя МТА и влияние на топливную экономичность использования смесевых топлив.

Abstract

THE METHOD OF CHOICE ROBOT MODE MTA BY USING DIFFERENT FUELS L

M. Shulyak, D.Kashin

In the work considered by various high-speed robot mode, the engine MTA and the impact on fuel efficiency using mixed fuels.

УДК 631.2.072.3.82

ДИНАМІЧНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Лебедев А.Т., д.т.н., Артьомов М.П., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Обґрунтовано динамічний метод оцінки тракторного агрегату, що забезпечує максимальне наближення квадратичної інтегральної оцінки реального перехідного процесу до еталонної моделі при відхиленні параметру стану.

Вступ. Працездатність тракторних агрегатів передбачає оцінку та можливість виконувати задані функції, що відповідають вимогам нормативно-технічної документації. Розв'язання даного питання особливо актуальне для України, енергонасиченість господарств якої тракторами (потужність тракторних двигунів на 100 га орної землі) у 3...5 разів менша ніж у передових країн.

Аналіз останніх досліджень. Основою ефективної експлуатації тракторних агрегатів є забезпечення працездатності тракторів в цілому, до

функціональних параметрів яких при оцінці їх працездатності віднесені тягово-енергетичні властивості, динамічні показники, агрегатованість і т.д. [1,2]. При цьому працездатність розглядається у взаємозв'язку з технічним станом елементів тракторів, що визначається при діагностуванні та базується, в основному, на динамометрируванні та тензометрируванні тягових зусиль, крутних моментів і т.д. [3]. Наведені методи відрізняються підвищеною трудомісткістю, а для деяких систем трактора, наприклад гідроприводу рульового керування, трансмісії і т.д., застосування ускладнене. Для даних систем при оцінці працездатності, ефективні методи аналізу їх динамічних характеристик[4].

Мета досліджень передбачає обґрунтування динамічного методу оцінки працездатності тракторних агрегатів, який базується на аналізі його перехідних процесів при неусталеному режимі роботи.

Результати досліджень. Тракторні агрегати відносяться до динамічних систем, математичні моделі яких відображають взаємозв'язок між вихідними і вхідними впливами, їх похідними і інтегралами[5]. Динамічні властивості тракторних агрегатів суттєво залежать від параметрів основних елементів (деталей, агрегатів і т.д.), контроль технічного стану яких може бути виконаний шляхом аналізу їх динамічних характеристик. Відомо[5,6], що динамічні властивості тракторних агрегатів оцінюються аперіодичними, коливальними сполученнями аперіодичної і інерційної ланки і т.д.

При цьому оцінюючи поступальний рух тракторного агрегату відзначено суттєві зміни коефіцієнтів диференційного рівняння (постійна часу, коефіцієнти посилення і т.д.) від швидкості руху агрегату, технічного стану складових елементів і т.д.

При розв'язанні практичних задач підвищення працездатності тракторних агрегатів важливе значення має забезпечення стабільності показників якості перехідного процесу. В цьому випадку критерій працездатності можна записати у вигляді [7]

$$I = LF[\beta(t, h)]; \quad t \in [t_0, t_s], \quad (1)$$

де: L – лінійний оператор,

F – позитивно визначена функція,

β – вектор відхилення параметру стану, що визначається як різниця між дійсним (S) та номінальним (S_H) векторами стану,

$h_i=(h_1, \dots, h_m)$ – m -мірний вектор параметрів, що регулюються при технічному обслуговуванні тракторного агрегату.

Зазвичай працездатність тракторного агрегату відновлюється при технічному обслуговуванні і ремонті його складових елементів. Якщо при цьому працездатність досягається шляхом виконання регулювальних робіт, то можливо стверджувати, що h_i -вектор буде оптимальним, якщо забезпечується мінімальність критерію (1) за параметрами регулювання

$$I_{\min} = I_{\min} [\beta(t, h)] \quad (2)$$

і виконуються динамічні зв'язки та обмеження

$$\left. \begin{aligned} x(t) &= f_x [z(t), x(t - \tau), u(t), S] t \in [t_0, t_s]; \\ u(t) &= f_u [x(t), x(t - \tau), h]; \\ y(t) &= f_y [x(t), x(t - \tau)]; \\ x(t) &= \varphi(t), t \in [t_0 - \tau, t_0]; \\ x &\in D_x, S \in D_s, h \in D_n, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де $x_i = (x_1, \dots, x_n)$ n -мірний вектор координат стану;
 $y_i = (y_1, \dots, y_h)$ h -мірний вектор вихідних координат;
 $S_i = (S_1, \dots, S_e)$ e -мірний вектор параметрів стану;
 $Z_i = (Z_1, \dots, Z_s)$ s -мірний вектор збурюючі впливів;
 $U_i = (u_1, \dots, u_r)$ r -мірний вектор керуючих впливів;
 D_x, D_s, D_n – замкнені множини відповідно у h, t, m -мірних векторних просторах;
 $\varphi(t)$ – задана початкова неперервна функція часу;
 f_x, f_u, f_y – нелінійні гладкі неперервні функції своїх аргументів.

При відновленні працездатності тракторного агрегату за динамічними параметрами, наприклад по забезпеченню його стійкого руху під час гону, розв'язується задача забезпечення номінальних параметрів перехідного процесу при обуреннях. В цьому випадку критерій працездатності записується у вигляді:

$$I_s = \int_{t_0}^{t_f} F[\beta(t, h), a_s(t)] dt, \quad (4)$$

де $a_s(t)$ – акцентуючі функції, призначення яких акцентувати відхилення параметру стану S . Нехай β характеризує відхилення параметру стану від номінального значення. У цьому випадку перехідний процес для тракторного агрегату з номінальними параметрами технічного стану ($\beta=0$) буде $y_{\beta=0} = y(t, 0)$, а реальним ($\beta \neq 0$) - $y_n = y(t, \beta)$. Для малих змін характеристика перехідного процесу y_n може бути розкладена у ряд Тейлора

$$y(t, \beta) = y(t, 0) + \left[\frac{\partial y(t, \beta)}{\partial \beta} \right]_{\beta=0} \cdot \beta + \left[\frac{\partial^2 y(t, \beta)}{\partial \beta^2} \right]_{\beta=0} \cdot \frac{\beta^2}{2} + \dots \quad (5)$$

Коефіцієнти β, β^2 у рівнянні (5) є функцією чуттєвості перехідної характеристики, яка для тракторного агрегату як для системи з постійними параметрами може бути оцінена передаточною функцією $W(p, \beta)$, що зв'язує вихідний сигнал $y(t, \beta)$ з вхідним $\varphi(t)$:

$$y(t, \beta) = L^{-1}\{W(P, \beta)Y(P)\}, \quad (6)$$

де L^{-1} – символ зворотного перетворення Лапласа,
 $Y(P)$ – функція характеризує стійкість перехідного процесу з розташуванням всіх полюсів і нулів в лівій полуплощині.

Продиференціюємо рівняння (6) по β n – разів та прирівнюємо результат до нуля

$$\left[\frac{\partial^n y(t, \beta)}{\partial \beta^n} \right]_{\beta=0} = \left\{ \left[\frac{\partial W(p, \beta)}{\partial \beta^n} \right]_{\beta=0} Y(P) \right\} n=1,2. \quad (7)$$

При $\beta=0$ справедливо $W(P, 0)Y(P, 0)=X(P,0)$, а для $n=1$ рівняння (7) записуємо у вигляді

$$\left[\frac{\partial y(t, \beta)}{\partial \beta} \right]_{\beta=0} = L^{-1} \left\{ \left[\frac{\partial \ln W(S, \beta)}{\partial \beta} \right]_{\beta=0} X(P,0) \right\}. \quad (8)$$

При вивченні функції чутливості по рівнянню (7) практичний інтерес представляє випадок в основному при $t > 0$, оскільки при $t = 0$ рішення являє початкові умови, які, як правило, задаються заздалегідь. У цьому випадку для лінійної системи з постійними параметрами передавальна функція тракторного агрегату при відхиленні параметру стану буде

$$W(P, \beta) = \frac{L_0(P) + L_1(P, \beta)}{M_0(P) + M_1(P, \beta)}, \quad (9)$$

де $L_0(P), L_1(P, \beta), M_0(P), M_1(P, \beta)$ – поліноми зі змінною P .

При відхиленні β параметру стану реального тракторного агрегату з перехідною характеристикою $y_n=y(t, \beta)$ важливо оцінити технічний стан його елементів і системи в цілому по квадратичному інтегральному відхиленню $y_n=y(t, \beta)$ від $y_0=y(t, 0)$.

Якщо параметр стану S реального тракторного агрегату відхилюється від номінального значення $\beta \neq 0$, то можна стверджувати, що його технічний стан зміниться назад пропорційно інтегральному відхиленню реальної перехідної характеристики $y_n=y(t, \beta)$ від еталонної $y_0=y(t, 0)$, (рис. 1).

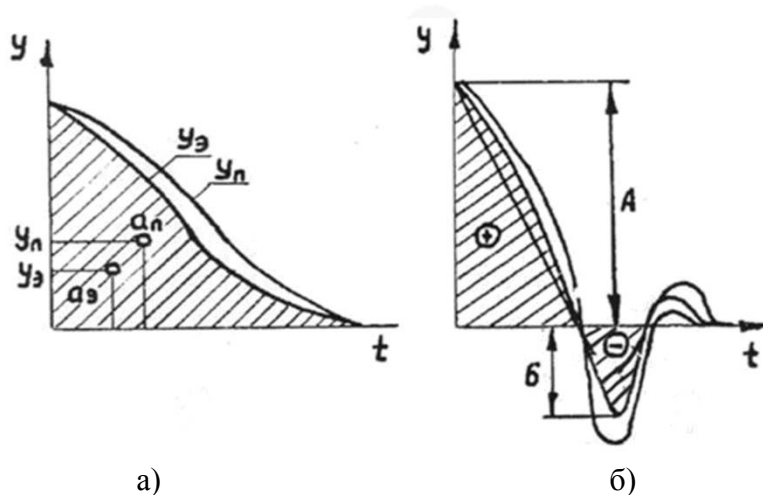


Рис. 1 – Інтегральні оцінки перехідного процесу $y_n=y(t, \beta)$ та $y_3=y(t, 0)$ монотонного (а), коливального (б)

Твердження 1 (параметр стану β для монотонних y_n, y_3)

Для монотонних $y_n=(t, \beta)$ та $y_3=(t, 0)$ відхилення параметру стану β , що характеризує технічний стан тракторного агрегату, визначається величиною та напрямком відхилення центру тяжіння площини $I_n = \int_0^{\infty} y_n(t)dt$ від площини

$$I_3 = \int_0^{\infty} y_3(t)dt.$$

Доказ: Відомо [8], що інтегральні оцінки $I_n = \int_0^{\infty} y_n(t)dt$ та $I_3 = \int_0^{\infty} y_3(t)dt$

дорівнюють площині перехідного процесу (рис. 1,а) при інтегруванні у межах

$0 < t < \infty$. Тоді інтегральні оцінки $I_{no} = \int_0^{\infty} t y_n(t)dt = f(a_n) = f(y_n, t_n)$ та

$I_{30} = \int_0^{\infty} t y_3(t)dt = f(a_3) = f(y_3, t_3)$ де a_n та a_3 – центри тяжіння площини фігури

відповідно $y_n=(t, \beta)$ з координатами y_n, t_n и $y_3=y(t, 0)$ з координатами y_3, t_3 , будуть характеризувати моменти площини перехідного процесу y_n та y_3 відносно початку координат. В цьому випадку оскільки β характеризує

відхилення $y_n=(t, \beta)$ від $y_3=(t, 0)$ то відношення $\frac{I_{no}}{I_{30}} = \frac{f(a_n)}{f(a_3)} = \frac{f(y_n, t_n)}{f(y_3, t_3)}$ буде

характеризувати відхилення параметру стану β , тобто технічний стан тракторного агрегату.

Твердження 1 дозволяє оцінити відхилення параметру стану β тракторного агрегату від номінальних значень з монотипними процесами $y_n=(t, \beta)$ та $y_3=(t, 0)$, наприклад описаних рівнянням ланок першого порядку з передаточними функціями: інерційне – $W(p)=K/(1+pT)$, форсуюче – $W(p)=K/(1+pT)$, інерційно-диференціююче – $W(p)=Kp/(1+pT)$, інерційно-

форсуюче $W(p) = \frac{K(1+pT_1)}{(1+pT_2)}$. У ланках першого порядку коефіцієнт посилення K і сталі часу T_1 та T_2 характеризуються лінійними інтегральними оцінками, які вираховуються при диференціюванні зображення $y_n(t)$ по комплексному параметру p

$$\frac{d^2}{dp^2} Y(p) = \frac{d^2}{dp^2} \int_0^{\infty} y_n(t) e^{-pt} dt = \int_0^{\infty} (-1)^e t^e y_n(t) e^{-pt} dt = (-1)^e L\{t^e y_n(t)\},$$

де $Y(p)$ – зображення $y_n(t)$, $e = 2, 3, \dots$ – моменти порядку функції $y_n(t)$.

У відповідності з теоремою про граничне значення визначимо площину

$$I_{0e} = \int_0^{\infty} t^e y_n(t) dt = (-1)^e \lim_{p \rightarrow 0} \frac{d^2}{dp^2} Y(p) \quad (10)$$

Зі зміною технічного стану тракторного агрегату центр тяжіння реальної перехідної характеристики (a_n) зміщується від центру тяжіння еталонної моделі (a_0) на деяку величину $l_{a1}, l_{a2}, \dots, l_{an}$. Наприклад, при оцінці тракторного агрегату на орних роботах по критерію стійкості його руху на гоні розглядується поєднання монотонних перехідних процесів відхилення напрямку руху від заданої траєкторії і повернення його на необхідну траєкторію (рис. 2)

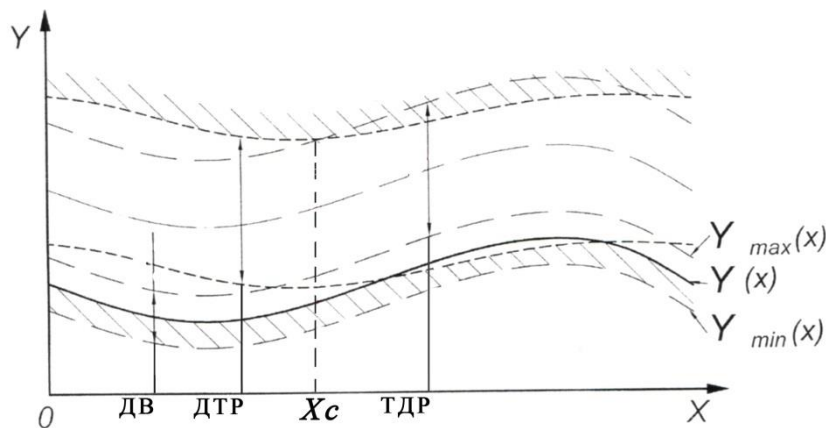


Рис. 2 – Схема відхилення (Y) напрямку руху тракторного агрегату на гоні (x):

ДО – дозволене відхилення; ДТД, ТДД-траєкторія руху дійсна та дозволена; X_c – довжина гону, при якій відбувається звалювання в борозну

При виконанні колісним трактором орних робіт відстань між кромкою борозни попереднього проходу і колесом повинна бути не менше 200 мм ($y = 0,2$ м). Дійсна агротехнічна вимога для трактора ХТЗ-17224 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 виконується при оранці на глибину 25...27 см і швидкості руху $V=8,5$ км/год на довжині гону $X_n=17,3$ м при коефіцієнті

витоку робочої рідини у гідрооб'ємному рульовому керуванні $K_{yn}=5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (номінальний технічний стан) та $X_n=15,2 \text{ м}$ при $K_{yn}=5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}$ (граничний технічний стан).

Повернення тракторного агрегату на початкову траєкторію при $K_{yn}=5 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{с}$ виконується за час $t_n=7,0 \text{ с}$, при $K_{yn}=5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}$ – за $t_n=9,0 \text{ с}$. (рис. 3)

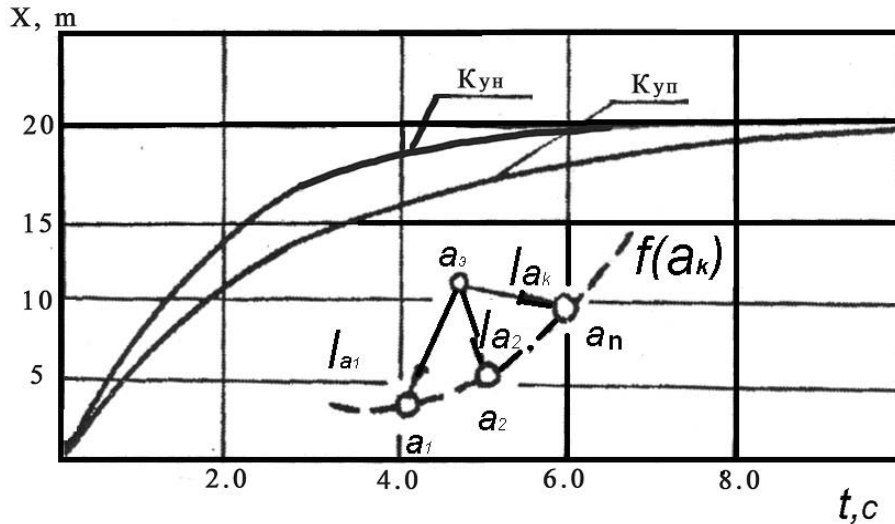


Рис. 3 – Перехідний процес (t) повернення на довжині гону (x) агрегату ХТЗ-17224+ПЛН-5-35 на початкову траєкторію в залежності від витоків рідини (K_{yn}) у гідроприводі рульового керування: a_3, a_n – центри тяжіння перехідної характеристики еталонної ($K_{yn}=5 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{с}$) і реальної ($K_{yn}=5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}$)

Зі зміною технічного стану гідроагрегатів рульового керування трактора центр тяжіння реальної перехідної характеристики (a_n) зміщується від центру тяжіння еталонної моделі (a_3) на деяку величину $l_{a1}, l_{a2}, \dots, l_{an}$. Наприклад, для перехідного процесу повернення тракторного агрегату на вихідну траєкторію руху при номінальному технічному стані рульового керування (еталонна модель) центр тяжіння інтегральної оцінки перехідного процесу характеризується параметрами $a_3-x = 12 \text{ м}$, $t = 4,4 \text{ с}$ (рис. 3). При підвищенні витоків робочої рідини у гідроприводі рульового керування до гранично допустимого значення параметри центру тяжіння мають нові значення $a_3-x = 10 \text{ м}$, $t = 6,0 \text{ с}$. При оцінці працездатності тракторного агрегату і його елементів, динамічні якості яких характеризуються монотонним перехідним процесом, необхідно при ремонті і технічному обслуговуванні забезпечити мінімальне відхилення центру тяжіння реального перехідного процесу від еталонного. Наприклад для забезпечення працездатності тракторного агрегату по стійкості руху під час гону необхідно виконати першочергові операції по технічному обслуговуванню гідроприводу рульового керування трактора.

Під час оцінки працездатності тракторного агрегату за тяговими властивостями трактора приймається до уваги коливальний характер перехідного процесу зміни тягового зусилля трактору під час його розгону (рис. 4)

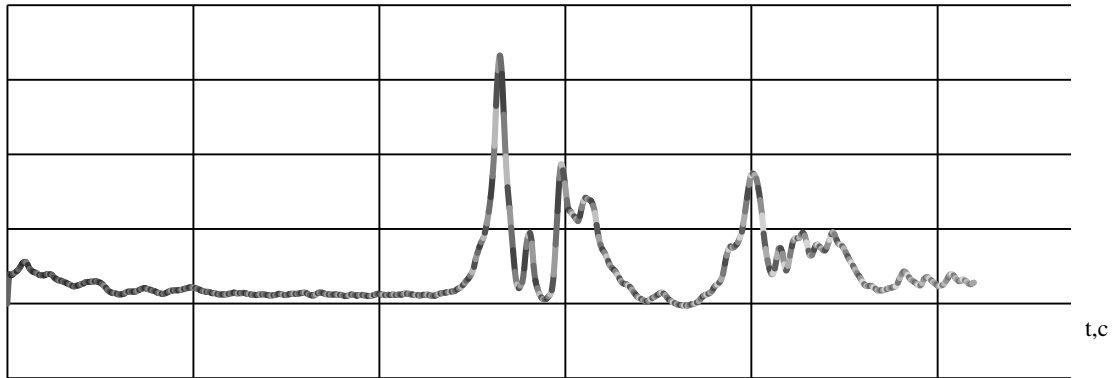


Рис.4. Графік зміни тягового зусилля P_m під час розгону трактору МТЗ-80 з культиватором КЛД-2,0 у транспортному положенні.

У даному випадку лінійна інтегральна оцінка (10) неприйнятна для оцінки параметру стану тракторного агрегату, який має коливальний перехідний процес, так як лінійна оцінка, що визначається сумою площин над (+) та під (-) віссю абсцис (див рис. 1,б) може бути малою при слабкому затуханні і великому перерегулюванні.

Для оцінки стану тракторного агрегату з коливальним перехідним процесом розглянемо лінійний інтегральний критерій перехідного процесу.

$$I_0 = \int_0^{\infty} y_n(t) dt \quad (11)$$

сумісно

$$I_1 = \int_0^{\infty} \exp\left\{-\frac{t}{k_1 I_0}\right\} y(t) dt; \quad (12)$$

$$I_2 = \int_0^{\infty} \exp\left\{-\frac{t}{k_2 I_0}\right\} y(t) dt; \quad (13)$$

де K_1 та K_2 – додатні коефіцієнти

Інтеграли (11)-(13) – рівні площинам (див. рис. 1,б) обмеженими підінтегральними функціями та осями координат, причому в інтегральній оцінці (13) усі наступні $y_n(t)$ мають велику питому вагу, а у (12) – меншу. Оцінку параметрів стану системи за перехідними процесами виконують по відносним площинам

$$j_1 = \frac{I_1}{I_0}; \quad j_2 = \frac{I_2}{I_0}, \quad (14)$$

які характеризують відносне збільшення j_1 і зменшення j_2 площини перехідного процесу I_1, I_2 від I_0 .

Інтегралі I_0 , I_1 та I_2 є лапласовими зображеннями $y(p)$ при фіксованих значеннях

$$I_0 = (p-0); I_1 = y\left(p = \frac{1}{k_1 I_0}\right); I_2 = y\left(p = -\frac{1}{k_2 I_0}\right) \quad (15)$$

Функціонали j_1 та j_2 легко отримати у загальному вигляді через передатну функцію $W(p)$ тракторного агрегату: при $y(t)=I(t)$ зображення вихідної величини $Y(p)=W(p)Y(p)=W(p) \cdot p$, а усталене значення вихідної величини $Y(t=\infty)=pY(p)=W(p=0)$. У цьому випадку справедливо

$$y(p) = \frac{1}{p} \left[1 - \frac{W(p)}{W(p=0)} \right]. \quad (16)$$

Твердження 2 (параметр стану β для коливальних y_n, y_a).

При коливальних $y_n=y(t, \beta)$ та $y_a=y(t, 0)$ відхилення параметра стану β , що характеризує технічний стан тракторного агрегату прагне до нуля ($\beta \rightarrow 0$)

$$\{j_1\}_{K=0,5} = \frac{\{I_1\}_{K_1=0,5}}{I_0} = 0,4; \{j_2\}_{K_2=0,5} = \frac{\{I_2\}_{K_2=0,5}}{I_0} = \infty \quad (17)$$

Доказ Припустимо тракторний агрегат має коливальний перехідний процес $y_3=(t, 0)$ другого порядку з передатною функцією $W_3(p)=K/(T^2 p^2 + 2\xi_3 T p + 1)$, де K, T - коефіцієнт посилення і стала часу тракторного агрегату, ξ_3 - коефіцієнт демпфування.

Для еталонної $y_3=(t, 0)$ зображення перехідної функції по (16) має вигляд $y_3(t) = \frac{T^2 p + 2\xi_3 T}{T^2 p^2 + 2\xi_3 T p + 1}$, а лінійні інтегральні характеристики

$$I_{0_3} = 2\xi_3 T; T = \frac{m_1(4\xi_3^2 K_1 + 1)}{1 + 4\xi_3^2 K_1(1 + K_1)} \quad (18)$$

Функціонал I_3 при фіксованому значенні K_1 з приростом ξ_3 монотонно збуває, а при значеннях $K_1=K_2=0,5$, $\xi_3=0,7$ по (17) приймає значення $\{j_3\}_{K_1=K_2=0,5}=0,4$. (рис. 4) В цьому випадку при $I_{2_3}=\infty$ та $j_1=j_{2_3}$, $j_2=j_{2_3}$ отримаємо

$$\{j_1\}_{K_1=0,5} = \frac{\{I_1\}_{K_1=0,5}}{I_0} = 0,4; \{j_2\}_{K_1=0,5} = \frac{\{I_2\}_{K_2=0,5}}{I_0} = \infty,$$

тобто $y_n=y(t, \beta)$ ідентичний $y_3=(t, 0)$, а значить $\beta=0$, (рис. 4)

У якості прикладу за твердженням 2 визначимо параметри коливального перехідного процесу $y_n=y(t, \beta)$ руху тракторного агрегату [5], при якому даний процес буде ідентичний еталонному $y_3=y(t, 0)$, тобто $\beta=0$. Наприклад, для тракторного агрегату з передаточною функцією $W(p)=K/(p^3+Ap^2+Bp+1)$ необхідно визначити параметри A і B , при яких $y_n=y(t, \beta)$ буде ідентична $y_3=y(t, 0)$ з коефіцієнтом затухання $0,7 < \xi_3 < 1,0$.

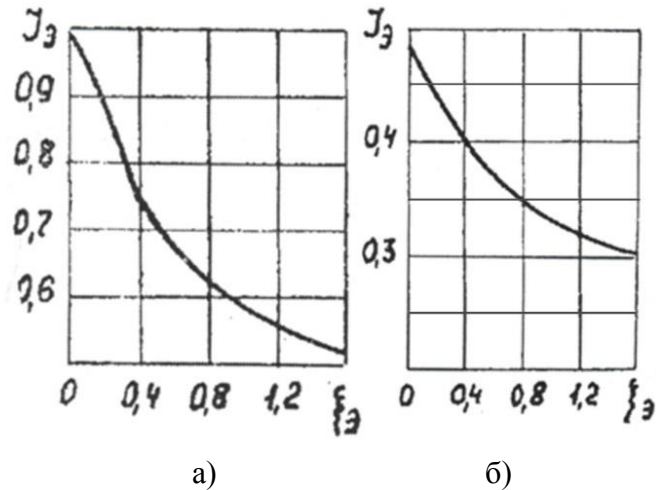


Рис. 4 – Залежність $I_3=f(\xi_3)$ для коливального перехідного процесу тракторного агрегату при $K_I=1(a)$ та $K=0,5(b)$

Для даної системи перехідна складова за формулою (16) прийме вигляд

$$y(p) = \frac{1}{p} \left(1 - \frac{W(p)}{k} \right) = \frac{P^2 + Ap + B}{p^3 + Ap + Bp + 1},$$

а інтегральні I_0, I_1 та I_2 оцінки параметру стану системи по (11)-(13) $I_0=y(p=0)=b$;

$$I_1 = y \left(p = \frac{1}{K_1 I_0} = \frac{2}{b} \right) = b \frac{4 + 2AB + B^3}{8 + 4AB + 3B^3};$$

$$I_2 = y \left(p = -\frac{1}{K_2 I_0} = -\frac{2}{b} \right) = b \frac{4 - 2AB + B^3}{-8 + 4AB - B^3}.$$

Оціночні критерії порівняння коливальних перехідних процесів $y_n=y(t, \beta)$ та $y_3=y(t, 0)$ за формулою (14) запишемо у вигляді

$$j_1 = \frac{4 + 2AB + B^3}{8 + 4AB + 3B^3} = 0,4; j = \frac{4 - 2AB + B^3}{-8 + 4AB - B^3} = \infty,$$

за якими отримаємо

$$A = \frac{B^2}{2} - \frac{2}{B}; A = \frac{B^2}{4} + \frac{2}{B}; \quad (19)$$

$$A=2,4 \quad B=2,5.$$

Таким чином, якщо для $y_n=y(t, \beta)$ параметри $A=2,4$ та $B=2,5$, то можливо стверджувати, що перехідний процес тракторного агрегату, що розглядуємо, y_n ідентичний еталонній моделі y_3 . В подальшому, встановлюючи співвідношення між параметрами A, B та β , можна визначити за параметрами A, B відхилення параметра стану β від еталонної перехідної характеристики.

Висновок

Інтегральний критерій працездатності тракторного агрегату дозволяє забезпечити при технічному обслуговуванні шляхом вибору $h_i=(h_1, \dots, h_m)$ – m -мірного вектору параметрів, що регулюються, максимальне наближення квадратичної інтегральної оцінки реального перехідного процесу при відхиленні параметра стану β до еталонної моделі.

Працездатність тракторного агрегату при зміні його технічного стану оцінюється величиною і напрямком відхилення центру тяжіння реального перехідного процесу від еталонної моделі.

Список використаних джерел

1. ГОСТ 4.40-84. Тракторы сельскохозяйственные. Номенклатура показателей. Введ. 01.06.2003. – 9с
2. Агеев Л. Е. Основы расчета оптимальных и допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов [Текст] / Л. Е. Агеев – Л.: Колос, 1978. – 290с.
3. Аллелуев В. А. Техническая эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] / В. А. Аллелуев, А. Д. Ананьин, В. М. Михалин. – М.: Агропромиздат, 1991. – 367 с.
4. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин [Текст] / Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон В.А., Самородов В.Б., Туренко А.Н. – Харьков: Из-во ХГАТУ, 2001. – 624 с.
5. Лебедев А.Т. Оцінка працездатності трактора по змінних параметрах стану [Текст] / А.Т. Лебедев, Н.П. Артёмов. // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ – Харків.: ХНТУСГ, 2009. – Випуск 89. – С. 11 – 26.
6. Коденко М.Н. Автоматизация тракторных агрегатов. [Текст] / М.Н. Коденко, А.Т. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1969. – 196с.
7. Костюк В. И. Автоматическая параметрическая оптимизация систем регулирования [Текст] / В. И. Костюк, Л. А. Широков. – М.: Энергоиздат, 1969. – 96с.
8. Фельдбаум А. А. Методы теории автоматического управления [Текст] / А. А. Фельдбаум, А. Г. Бутковский; – М.: Наука, 1971, – 722с.

Анотация

ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Лебедев А.Т., Артёмов М.П.

Обосновано динамический метод оценки тракторного агрегата, который обеспечивает максимальное приближение квадратичной интегральной оценки реального переходного процесса к эталонной модели при отклонениях параметра состояния.

Abstract

DYNAMIC METHOD OF ASSESSING DISABILITY TRACTOR UNIT

A. Lebedev, N. Artemov

Grounded dynamic method for assessing the tractor unit, which provides maximum approximation quadratic integral evaluation of real transition to the standard model with deviation parameter condition.

УДК 621.83.062.1

СИНТЕЗ БЕЗСТУПІНЧАСТИХ ДВОПОТОКОВИХ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАКТОРНИХ ТРАНСМІСІЙ

Самородов В.Б., д-р. техн. наук, проф. Бондаренко А.І., к.т.н, доц.,
Подмолода Д.А., магістрант

*Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»*

Систематизовано основні закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій, що працюють за схемами “диференціал на вході”, “диференціал на виході”, “з двома диференціалами: на вході та виході” вибрано та проаналізовано перспективні схеми.

Вступ

В процесі створення нових гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) суттєва увага приділяється закономірностям розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісій, значення яких суттєво залежить від конструктивної схеми трансмісії, значень передавальних відношень, параметрів гідрооб'ємної передачі (ГОП) і т.п.

Аналіз останніх досягнень і публікацій

Авторами [1] визначені тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих ГОМТ, проведений порівняльний аналіз безступінчастих двошпокових ГОМТ.

В роботах [2-5] наведені схеми ГОМТ, що найбільш часто використовуються та працюють за схемою “диференціал на вході” та “диференціал на виході”, складені спрощені кінематичні та структурні їх схеми, наведений математичний опис зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів, визначені основні параметри розглянутих трансмісій при рівних та різних об'ємах гідромашин (гідронасоса та гідромотора), визначено вплив об'єму гідромотора на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ,

проаналізовано розподіл потоків потужності у ГОМТ, що працюють за схемою “диференціал на вході”.

Проте, в роботах [1-5] не визначено, як місце розташування редуктора в замкнутому контурі впливає на основні параметри трансмісії, не розглянута схема “з двома диференціалами: на вході та виході”.

Мета та постановка завдань

Метою даної роботи є схемний аналіз безступінчастих ГОМТ, що працюють за схемами “диференціал на вході”, “диференціал на виході” “з двома диференціалами: на вході та виході”, вибір і аналіз найбільш раціональних перспективних схем ГОМТ.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- скласти спрощені кінематичні схеми ГОМТ з різним з’єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками планетарного ряду (ПР) (з сонячною шестернею, коронною шестернею, водилом);
- визначити кінематичні, силові та енергетичні параметри трансмісії, коефіцієнт корисної дії (ККД) трансмісії;
- вибрати перспективні схем ГОМТ;
- проаналізувати отримані результати.

Синтез безступінчастих двопотокових гідрооб’ємно-механічних тракторних трансмісій

У ГОМТ тракторів, що працюють за схемою “диференціал на вході”, можливі 6 варіантів з’єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР, які можуть реалізовуватися у вигляді 24 схем замкнутих контурів ГОМТ (рис. 1).

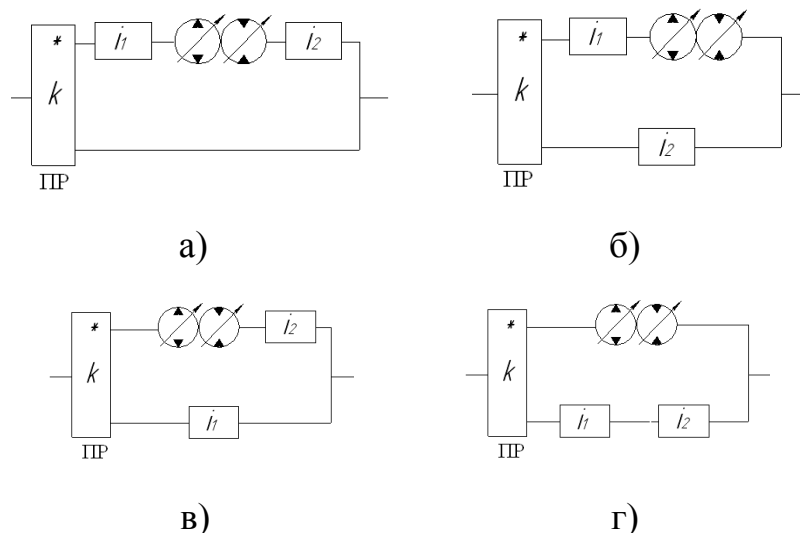


Рис. 1 – Варіанти структурних схем замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на вході:

а) – два редуктора в гідравлічній гілці; б) – один редуктор перед ГОП, другий в механічній гілці; в) – один редуктор за ГОП, другий в механічній гілці; г) – два редуктора в механічній гілці; * – ПР.

Проаналізуємо основні параметри ГОМТ із замкнутим контуром, представленим на рис. 1, а, спрощені кінематичні схеми даних ГОМТ наведені на рис. 2. В якості початкових даних для аналізу вибрані наступні параметри: максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2250 об/хв; радіус коліс $r = 0,85$ м; маса трактора 9000 кг; швидкість, що реалізується на тяговому діапазоні при коефіцієнті опору руху 0,5 – від 0 до 10 км/год; робочий об'єм гідронасоса – 130 см³, робочий об'єм гідромотора – 130 см³, 250 см³.

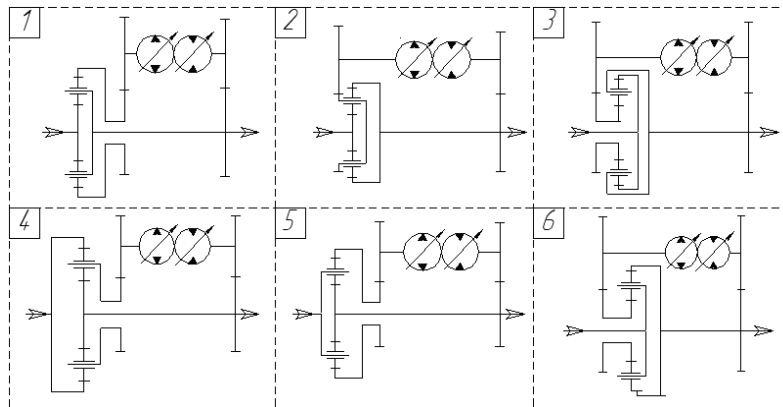


Рис. 2 – Спрощені кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ тракторів з диференціалом на вході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР та розташуванням двох редукторів в гідравлічній гілці

Визначимо на скільки суттєво впливає місце розташування редуктора в замкнутому контурі на зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ на прикладі схем а і б (рис. 1). Результати роботи зведено до табл.

Таблиця – Схеми ГОМТ з диференціалом на вході

| Схема | Варіанти структурних схем ГОМТ з диференціалом на вході |
|-------|---|
| а | $\omega_7 = \omega_4 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4; \quad \omega_7 = \omega_5 \cdot i_3 \cdot i_4 \Rightarrow \omega_5^{1*} = \omega_4^{1*} \cdot i_2^{1*} \Rightarrow \omega_4^{1*} = \omega_5^{1*} / i_2^{1*}.$ |
| б | $\omega_7 = \omega_5 \cdot i_3 \cdot i_4; \quad \omega_7 = \omega_4 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \Rightarrow \omega_5^{2*} = \omega_4^{2*} \cdot i_2^{2*}.$ |

Верхні індекси в табл. відповідають наступним варіантам структурних схем замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на вході: 1* – а; 2* – б.

Позначення табл.: M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки; n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок; ω_i – кутова швидкість ланки; i_j – передавальне відношення редуктора; e_1, e_2 – відносний параметр регулювання ГОП; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин.

Для варіантів *a* та *б* структурних схем $\omega_4^{1*} = \omega_5^{2*}$; $\omega_5^{1*} = \omega_4^{2*} \Rightarrow \frac{\omega_5^{1*}}{i_2^{1*}} = \omega_4^{2*} \cdot i_2^{2*} \Rightarrow i_2^{2*} = \frac{1}{i_2^{1*}}$, при цьому $i_1^{1*} = i_1^{2*}$; $i_3^{1*} \neq i_3^{2*}$; $i_4^{1*} = -i_4^{2*}$. Для схеми № 5, як приклад, $M_{5a}^{1*} - \frac{i_1^{1*} \cdot i_2^{1*} \cdot M_{5a}^{1*}}{k} + M_{5c}^{1*} = 0$; $M_{5a}^{2*} - \frac{i_1^{2*} \cdot M_{5a}^{2*}}{k \cdot i_2^{2*}} + M_{5c}^{2*} = 0$, що підтверджує $i_2^{2*} = \frac{1}{i_2^{1*}}$.

Перевіримо адекватність твердження, що $i_2^{2*} = 1/i_2^{1*}$ та проаналізуємо основні параметри ГОМТ із замкнутим контуром, представленим на рис. 1, б. Спрощені кінематичні схеми даних ГОМТ наведені на рис. 3.

Проаналізувавши сучасні схеми ГОМТ, прийшов до висновку, що між ГОП та двигуном обов'язково присутній узгоджувальний редуктор (для регулювання обертів вала гідронасоса або ж з конструктивних міркувань), тому варіанти структурних схем замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на вході та з диференціалом на виході: один редуктор розташовано за ГОП, другий в механічній гілці; два редуктора розташовано в механічній гілці, а узгоджувальний редуктор між двигуном і гідронасосами відсутній, розглядатися не будуть.

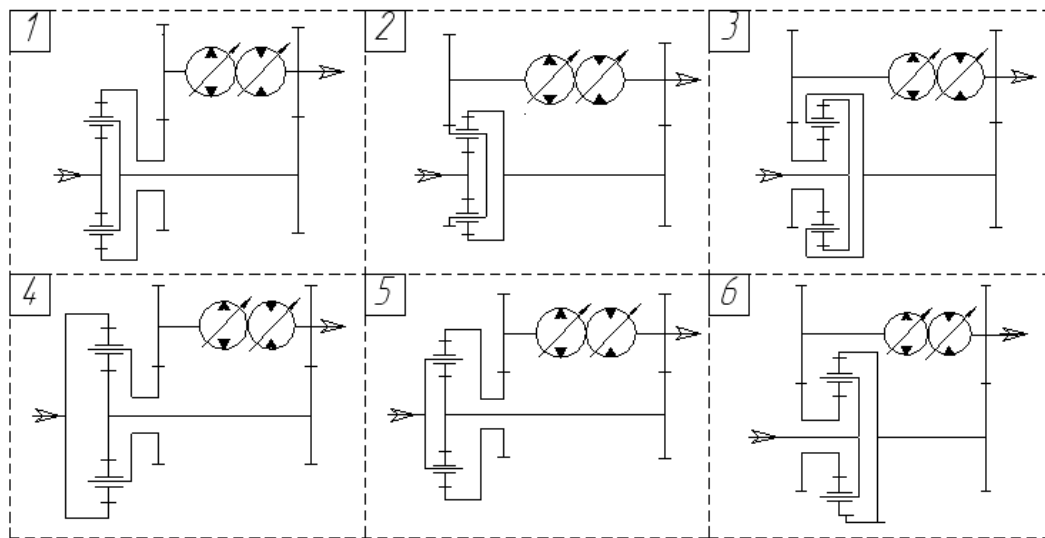


Рис. 3 – Спрощені кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ тракторів з диференціалом на вході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР та розташуванням одного редуктора перед ГОП, другого в механічній гілці

У ГОМТ тракторів, що працюють за схемою “диференціал на виході”, можливі 6 варіантів з'єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР, які можуть реалізовуватися у вигляді 24 схем замкнутих контурів ГОМТ ТЗ (рис. 4).

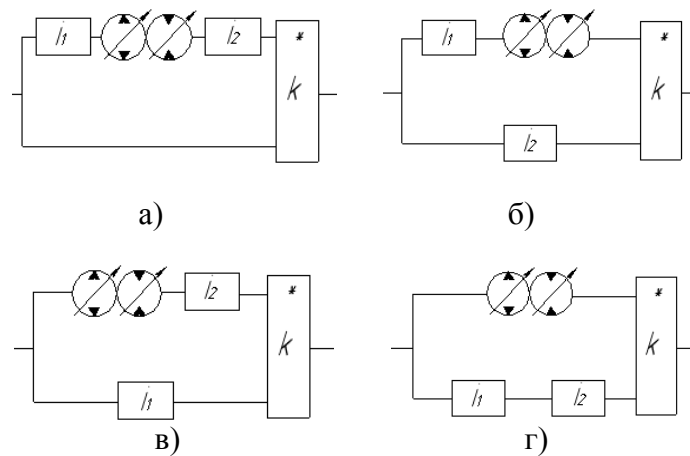


Рис. 4 – Варіанти структурних схем замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на виході:

а) – два редуктора в гідравлічній гілці; б) – один редуктор перед ГОП, другий в механічній гілці; в) – один редуктор за ГОП, другий в механічній гілці; г) – два редуктора в механічній гілці; * – ПР.

Проаналізуємо основні параметри ГОМТ із замкнутим контуром, представленим на рис. 4, а та б, спрощені кінематичні схеми даних ГОМТ наведені на рис. 5 та 6 відповідно.

У ГОМТ з двома диференціалами: на вході та виході можливі 3 варіанти найпростішого з'єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР, які можуть реалізовуватися у вигляді 108 схем замкнутих контурів ГОМТ (рис. 7-9).

Визначення основних параметри ГОМТ з рис. 7-9 не можливе без завдання додаткових початкових даних. В якості додаткового початкового даного можна математично описати блокування однієї з ланок диференціала на вході з внутрішнім передавальним відношенням ПР k_1 або однієї з ланок диференціала на виході з внутрішнім передавальним відношенням ПР k_2 . В цьому випадку задача зводиться до визначення параметрів ГОМТ окремо з диференціалом на вході та окремо з диференціалом на виході і реалізується у вигляді 432 схем замкнутих контурів ГОМТ (рис. 10-13).

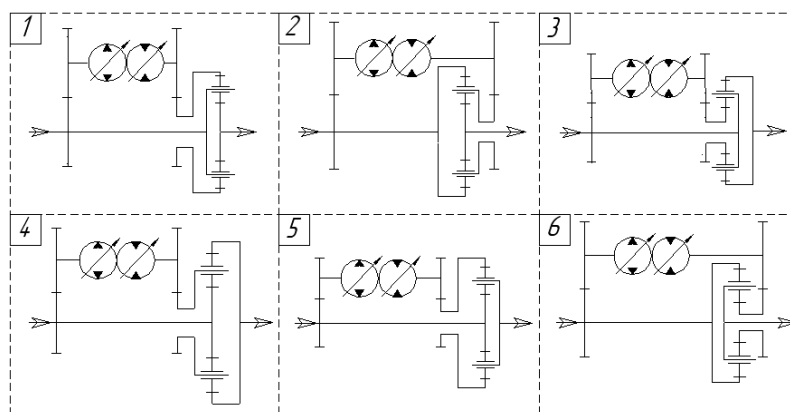


Рис. 5 – Спрощені кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ тракторів з диференціалом на виході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР та розташуванням двох редукторів в гідравлічній гілці

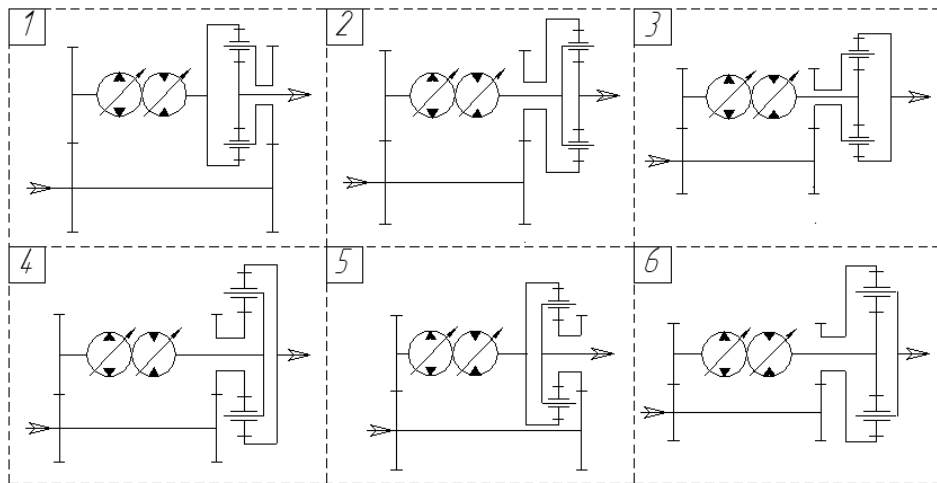


Рис. 6 – Спрощені кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ тракторів з диференціалом на виході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР та розташуванням одного редуктора перед ГОП, другого в механічній гілці

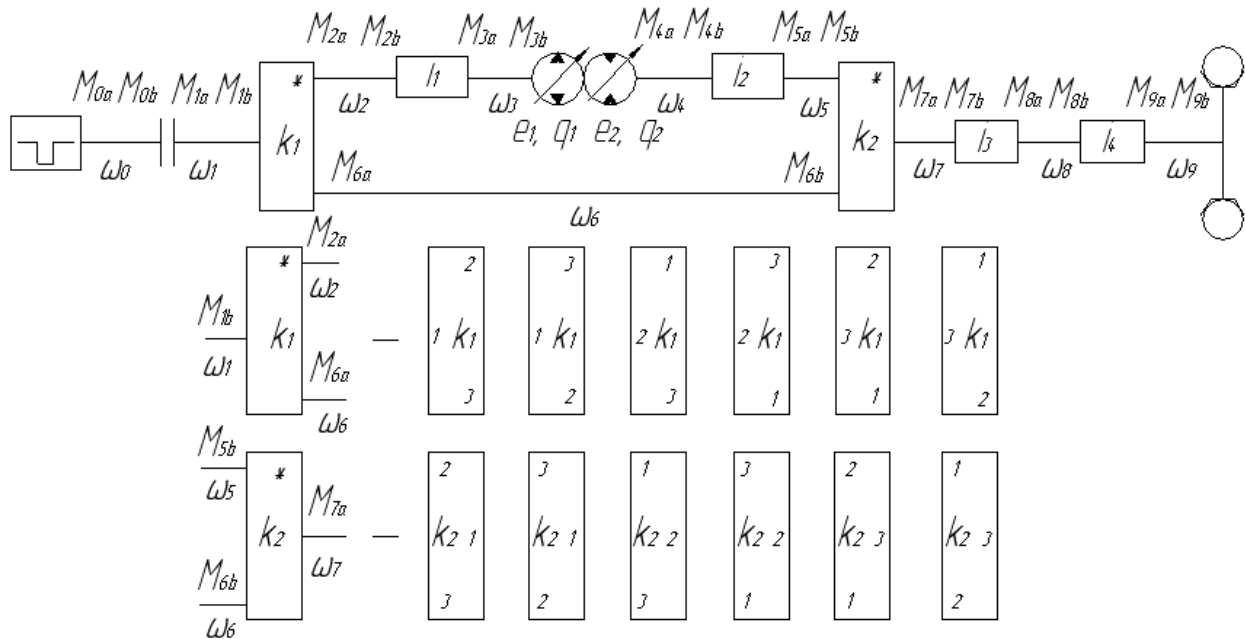


Рис. 7 – Структурні схеми ГОМТ з двома диференціалами та двома редукторами в гідравлічній гілці замкнутого контуру: (“1” – сонячна шестерня, “2” – коронна шестерня; “3” – водило)

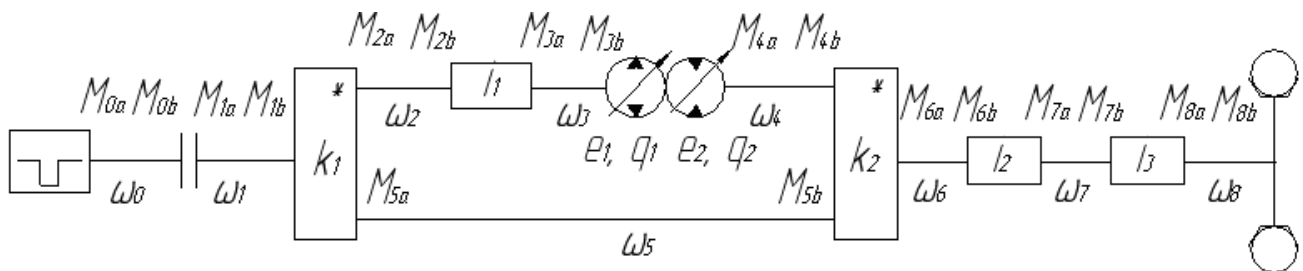


Рис. 8 – Базова структурна схема ГОМТ з двома диференціалами та одним редуктором перед ГОП в гідравлічній гілці замкнутого контуру

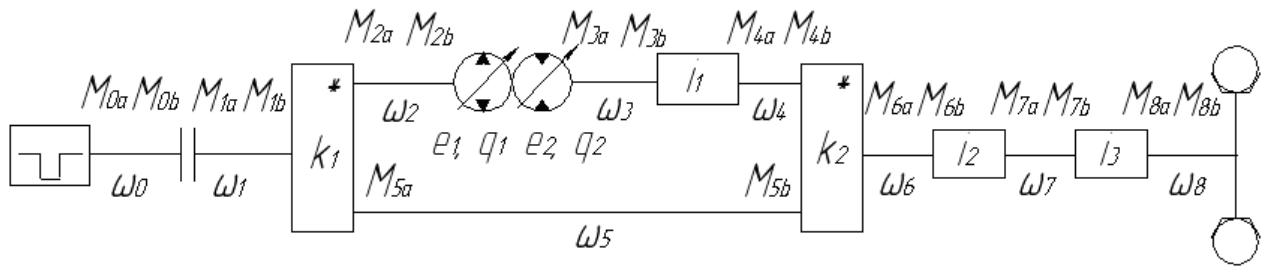
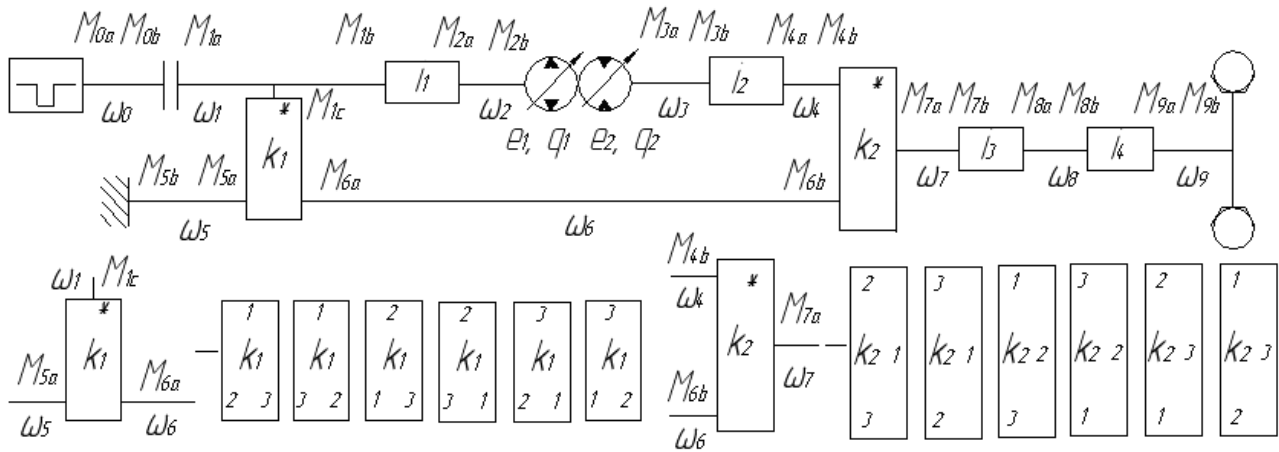
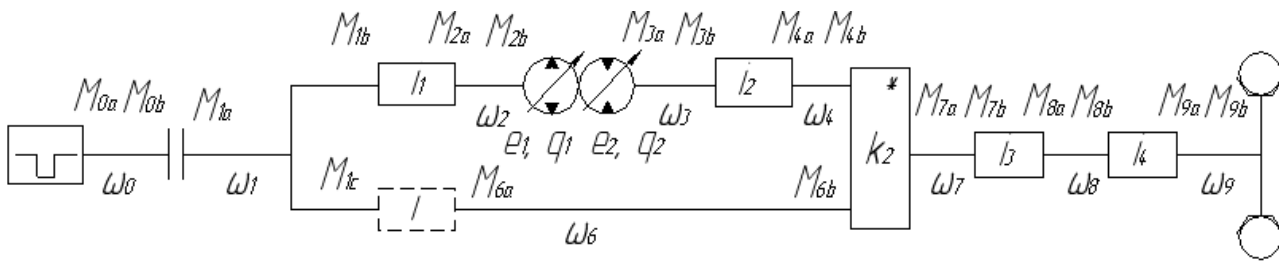


Рис. 9 – Базова структурна схема ГОМТ з двома диференціалами та одним редуктором за ГОП в гідравлічній гілці замкнутого контуру



а)



б)

Рис. 10 – ГОМТ з двома диференціалами та двома редукторами в гідравлічній гілці замкнутого контуру з блокуванням однієї з ланок ПР на вході та з'єднанням двигуна з гідравлічною гілкою в обхід ПР: а) – структурні схеми ГОМТ; б) – трансформована структурна схема ГОМТ з двома диференціалами в ГОМТ з диференціалом на виході.

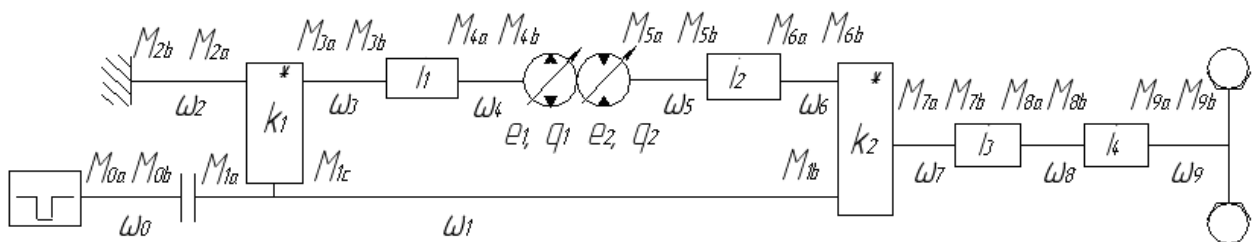


Рис. 11 – Базова структурна схема ГОМТ з двома диференціалами та двома редукторами в гідравлічній гілці замкнутого контуру з блокуванням однієї з ланок ПР на вході та з'єднанням двигуна з механічною гілкою в обхід ПР

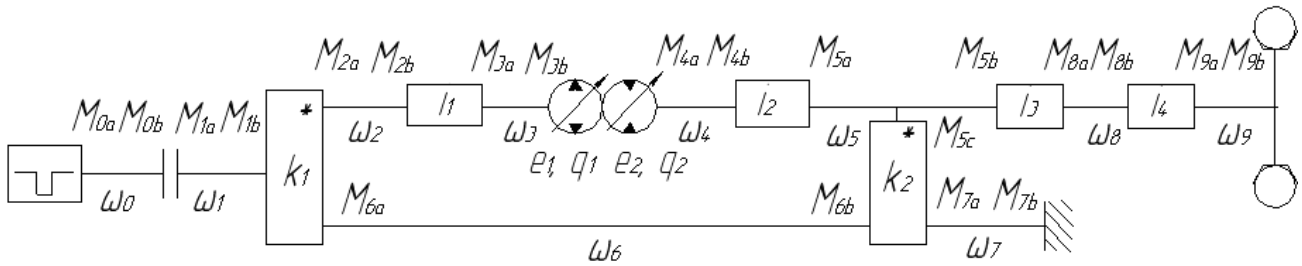


Рис. 12 – Базова структурна схема ГОМТ з двома диференціалами та двома редукторами в гідравлічній гілці замкнутого контуру з блокуванням однієї з ланок ПР на виході та з'єднанням гідравлічної гілки з колесом в обхід ПР

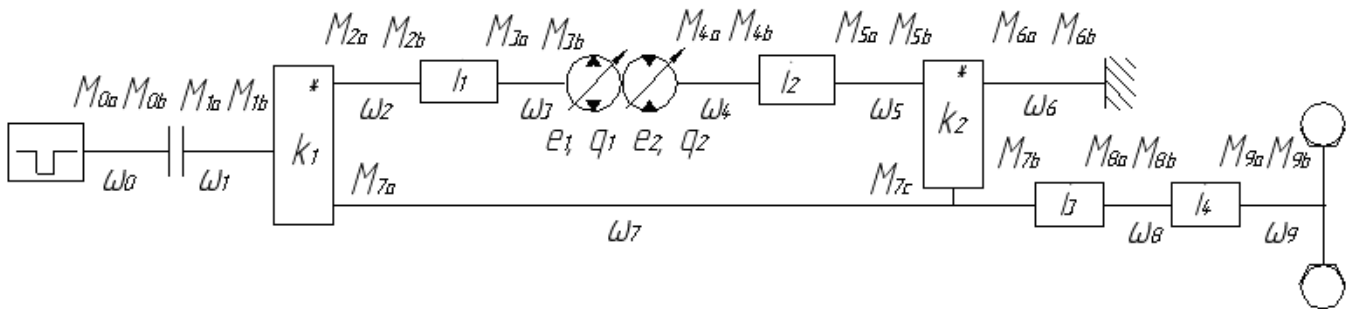


Рис. 13 – Базова структурна схема ГОМТ з двома диференціалами та двома редукторами в гідравлічній гілці замкнутого контуру з блокуванням однієї з ланок ПР на виході та з'єднанням механічної гілки з колесом в обхід ПР

Висновки

1. Кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ з диференціалом на вході та розташуванням двох редукторів в гідравлічній гілці замкнутого контуру повністю ідентичні параметрам ГОМТ з розташуванням одного редуктора в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП, другого в механічній гілці в разі вірного підбору передавальних відношень редукторів ГОМТ.
2. При використанні ГОМТ з диференціалом на вході та регульованим замість нерегульованого гідромотора спостерігається зниження перепаду робочого тиску в ГОП, підвищення ККД трансмісії та кутової швидкості валу гідромотора, інші показники, в залежності від схеми, збільшуються або зменшуються не суттєво.
3. Збільшення робочого об'єму регульованого гідромотора ГОМТ з диференціалом на вході призводить до зниження перепаду робочого тиску в ГОП та кутової швидкості валу гідромотора, інші показники, в залежності від схеми, збільшуються або зменшуються не суттєво.
4. Швидкість при якій включається в роботу регульований гідромотор ГОМТ з диференціалом на вході не завжди відповідає максимальному значенню ККД трансмісії.
5. Найкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході при заданих

початкових даних є схема № 4 з максимальним ККД трансмісії 0,862 при швидкостях 8,5 – 10,0 км/год, на другому місці – № 1 з максимальним ККД трансмісії 0,850 при швидкості 10,0 км/год, на третьому місці – № 5 з максимальним ККД трансмісії 0,823 при швидкостях 7,5 – 8,5 км/год (всі з регульованим гідромотором з робочим об'ємом 130 см³ та розташуванням одного редуктора в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП, другого в механічній гілці). Схеми № 3; № 4 та № 6 (при розташуванні двох редукторів в гідравлічній гілці замкнутого контуру використовувати не рекомендується. Схеми № 6 (при розташуванні одного редуктора в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП, другого в механічній гілці), № 2 – не працездатні.

6. Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 3) поступається за показниками ККД іншим схемам, на теперішній час саме на її базі розроблено трансмісію Fendt Variot, яка є найбільш оригінальною, ефективною та простою з усіх існуючих безступінчастих ГОМТ. Крім того, ця схема характеризується мінімальним значенням кутової швидкості валу гідронасоса в порівнянні зі схемами № 4 та № 1.
7. Циркуляція потужності в замкнутому контурі ГОМТ з диференціалом на вході можлива, в залежності від схеми, як при русі переднім так і заднім ходом.
8. При використанні ГОМТ з диференціалом на виході та регульованим замість нерегульованого гідромотора спостерігається підвищення перепаду робочого тиску в ГОП, кутової швидкості сателітів та валу гідромотора, потужності двигуна, інші показники, в залежності від схеми, збільшуються або зменшуються не суттєво.
9. Збільшення робочого об'єму регульованого гідромотора ГОМТ з диференціалом на виході призводить до зниження перепаду робочого тиску в ГОП, потужності двигуна, максимальної кутової швидкості валу гідромотора, максимальної кутової швидкості сателітів при розташуванні одного редуктора в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП, другого в механічній гілці; підвищення максимальної кутової швидкості сателітів при розташуванні двох редукторів в гідравлічній гілці замкнутого контуру, інші показники, в залежності від схеми, збільшуються або зменшуються не суттєво.
10. Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на виході при заданих початкових даних є схема № 4 (при розташуванні двох редукторів в гідравлічній гілці замкнутого контуру та при використанні гідронасоса робочим об'ємом 130 см³, регульованого гідромотора робочим об'ємом 250 см³) з максимальним ККД трансмісії 0,883 при швидкостях 5,8 – 7,2 км/год, на другому місці – № 3 (при розташуванні одного редуктора в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП, другого в механічній гілці та при використанні гідронасоса робочим об'ємом 130 см³, нерегульованого гідромотора робочим об'ємом 130 см³) з максимальним ККД трансмісії 0,866 при швидкостях 5,2 – 7,2 км/год, на третьому місці – № 6 (при розташуванні одного редуктора в

гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП, другого в механічній гілці та при використанні гідронасоса робочим об'ємом 130 см^3 , нерегульованого гідромотора робочим об'ємом 250 см^3) з максимальним ККД трансмісії $0,856$ при швидкості $5,2 \text{ км/год}$ та № 5 при використанні гідронасоса робочим об'ємом 130 см^3 , нерегульованого гідромотора робочим об'ємом 130 см^3 : при розташуванні двох редукторів в гідравлічній гілці замкнутого контуру з максимальним ККД трансмісії $0,826$ при швидкості $5,95 \text{ км/год}$; при розташуванні одного редуктора в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП, другого в механічній гілці з максимальним ККД трансмісії $0,822$ при швидкості $5,85 \text{ км/год}$. Різниця в ККД схем № 6 та № 5, що розділили між собою третє місце, зумовлена різною кількістю використаних редукторів. Схеми №1, № 2; № 5 (з регульованими гідромоторами); №3, № 6 (при розташуванні двох редукторів в гідравлічній гілці замкнутого контуру); № 4 (при розташуванні одного редуктора в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП, другого в механічній гілці); №3, № 6 (при розташуванні одного редуктора в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП, другого в механічній гілці та при використанні гідронасоса робочим об'ємом 130 см^3 , регульованого гідромотора робочим об'ємом 130 см^3) – не працездатні.

11. Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на виході (рис. б) займає за показниками третє місце, вона має найменші значення кутових швидкостей валів гідромашин та сателітів в порівнянні з ГОМТ, що займають перше та друге місце.
12. В зв'язку з тим, що ККД ГОМТ з диференціалом на виході максимальне при $e_1 \approx 0$, діапазон зміни параметра регулювання e_1 та значення передавальних відношень редукторів ГОМТ необхідно підбирати такими, щоб при $e_1 \approx 0$ швидкість руху машини відповідала робочій швидкості на якій виконується основний вид робіт.
13. У всіх розглянутих схемах ГОМТ з диференціалом на виході при певних швидкостях руху в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки.
14. Находження кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ з двома диференціалами: на вході та виході 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.
15. Застосування ГОМТ з двома диференціалами: на вході та виході призводить до необхідності використання додаткових елементів, що перемикаються, та викликає ускладнення конструкції.

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. Сборник научных трудов. – 2012. – № 30. – С. 13 – 22.
2. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на входе” / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/7 (56).– С. 25 – 35.
3. Самородов В.Б. Розподіл потоків потужності у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях, що працюють за схемою “диференціал на вході”/ В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Вісник національного технічного університету “ХПІ”: зб. наук. праць. Серія: “Автомобіле- та тракторобудування”. – 2012. – № 60 (966) .– С. 31 – 41.
4. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на выходе” / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/7 (57).– С. 4 – 12.
5. Самородов В.Б. Вплив об'єму гідромотора на основні параметри гідрооб'ємно-механічних трансмісій, що працюють за схемою “диференціал на виході” / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 6/7 (60).– С. 20 – 25.

Аннотация

СИНТЕЗ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАКТОРНЫХ ТРАНСМИССИЙ

Самородов В.Б., Бондаренко А.И., Подмолода Д.А.

Систематизированы основные закономерности распределения кинематических, силовых и энергетических параметров гидрообъемно-механических тракторных трансмиссий, работающих по схемам “дифференциал на входе”, “дифференциал на выходе”, “с двумя дифференциалами: на входе и выходе” выбраны и проанализированы перспективные схемы.

Abstract

SYNTHESIS OF HYDROSTATIC-MECHANICAL TRACTORS TRANSMISSIONS

Samorodov V.B., Bondarenko A.I., Podmoloda D.A.

Systematization of kinematics, power and energetic parameters of hydrostatic-mechanical transmissions, which work on a charts “differential on entrance” and “differential on exit”, “with two differentials: on an entrance and exit” have been done, chosen and analysed perspective charts.

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦЉНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРІЇ ГРАФІВ В СТРУКТУРНОМУ СИНТЕЗІ ГОМТ

Самородов В.Б., проф., д.т.н., Мітцель М.О., аспірант

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

В статті виконано детальне обґрунтування переваг застосування теорії графів в процесі структурного синтезу безступінчастих гідрооб'ємно-механічних автотракторних трансмісій. Окреслені подальші напрямки розвитку даного методу, спираючись на відомі нині роботи вітчизняних і зарубіжних авторів. Описано принцип кодування структурних елементів ГОМТ для подальшого програмного вирішення задачі.

Постановка задачі. Питання структурного та параметричного синтезу гідрооб'ємно-механічних трансмісій не втрачає своєї актуальності, адже й понині конструктори та інженери в процесі створення нових зразків не мають можливості проаналізувати всю множину варіантів схем побудови трансмісій в силу складності подібної задачі. Саме тому виникає потреба в розробці автоматизованих методів структурного та параметричного синтезу ГОМТ, які б знизили питому вагу інтуїції та власного досвіду конструктора, як суб'єктивних характеристик, в процесі вибору кінематичної схеми трансмісії та її параметрів. Задача інженера в такому випадку буде зводитись до завдання бажаних характеристик транспортного засобу, та певних вихідних даних, наприклад, характеристик гідромашин. Наявність у конструкторів описаного інструменту, має суттєво знизити витрати часу на обґрунтування трансмісії і, як наслідок, скоротиться період з моменту видачі технічного завдання до процесу виробництва. Теорія графів дозволяє на практиці реалізувати автоматизований структурний синтез трансмісій, іншими словами, перейти від коду трансмісії до її структурної, а в подальшому, і кінематичної схеми.

Аналіз останніх публікацій і досягнень. Звертаючи увагу на роботи присвячені теорії графів можна зробити висновок, що цей розділ дискретної математики знаходить широке застосування в галузі хімії, електротехніці, лінгвістиці, соціології, транспортній логістиці [3,4]. Проте перелік робіт, в яких була хоча би здійснена спроба перекласти методи теорії графів на автотракторні трансмісії дуже обмежений, а стосовно гідрооб'ємно-механічних трансмісій, таких робіт взагалі немає.

В роботах іноземних авторів теорія графів знаходить застосування при синтезі механічної частини гідродинамічних автомобільних трансмісії [7,8,9] і має свої особливості.

Однак відомі фундаментальні роботи [1,2,5,6] присвячені синтезу планетарних коробок передач, в яких результатом позиціонується "атлас кодів" – список всіх можливих схем планетарних ступінчастих трансмісій з заданим ступенем свободи з заданого переліку елементів. Проте, описані в них

алгоритми перевірки графів складних планетарних механізмів можливо адаптувати під графи ГОМТ з певним доопрацюванням.

Шляхи вирішення поставленої задачі. Розвиток та вдосконалення розрахунково-графічних методик по структурному та параметричному синтезу двопоточних безступінчастих ГОМТ в цілому дозволить ще на етапі проектування отримати комплексну оцінку даної складної технічної системи, оптимізувати конструктивні параметри трансмісії з метою підвищення її кінематичних, силових та енергетичних характеристик. Застосування теорії графів дозволить впритул наблизитися до вирішення цієї проблеми.

Відповідно до [6] можна виділити три основні етапи синтезу зубчастих механізмів:

- 1) перерахування і побудова схем механізмів;
- 2) визначення основних параметрів (швидкостей обертання ланок, моментів, потужності);
- 3) розміщення механізму в просторі.

Перший етап зазвичай реалізується за допомогою математичних комбінаторних прийомів, другий – з застосуванням матричних методів, третій – з використанням графів.

Будь-яку трансмісію, в тому числі гідрооб'ємно-механічну, можна представити в вигляді графу, вершини якого будуть уособлювати певну ланку трансмісії, а зв'язки між ланками будуть характеризуватися ребрами графу, описувати такий граф зручно в кодовій формі.

Проте, перш ніж перейти до описання нашого бачення побудови графів ГОМТ, доцільно буде звернути увагу на роботи [7,9]. Однак їх суттєвим недоліком є те, що з них не можна визначити послідовність дій авторів, вони пропонують читачу лише початкові данні та кінцевий результат – граф трансмісії.

На рис.1а, б показано типову кінематичну схему побудови механічної частини гідродинамічної трансмісії та її граф відповідно.

Особливістю даного графу є те, що він враховує не тільки зв'язки між елементами, але й їх типи, наприклад, зв'язок через пару обертання (вал трансмісії з'єднується з корпусом через підшипник чи сателіт планетарного механізму – з водилом) чи через зубчасте зачеплення.

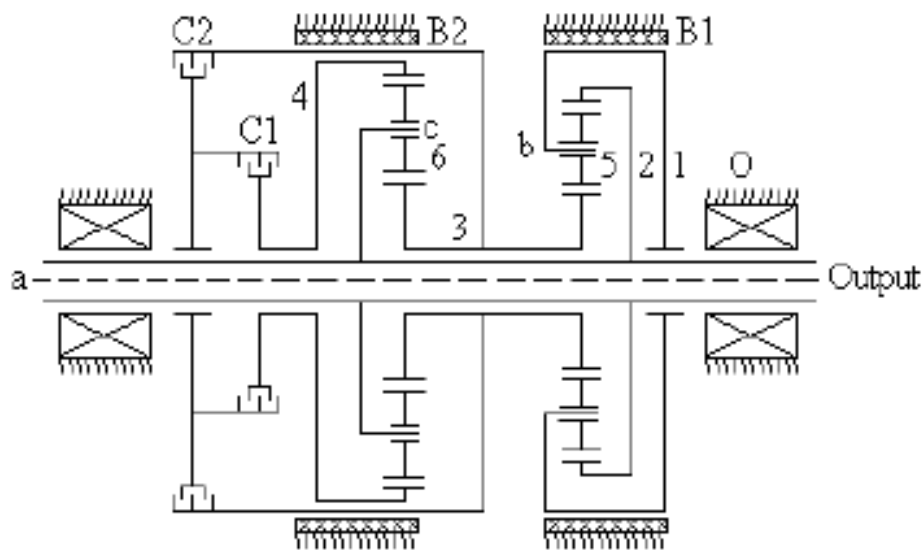
Наступною особливістю є введення додаткової вершини "0", що позначає корпус коробки передач, та розбиття графу на рівні (див. рис. 1б). Нижчим або нульовим рівнем виступає корпус, першим рівнем графу є сонячні шестерні, водила та епіцикли, третій рівень – сателіти.

Тонкими лініями показані з'єднання через пари обертання, жирними лініями – через пари зачеплення, в роботі [7] також пропонується розрізняти типи зв'язків, для чого використовується "метод фарб".

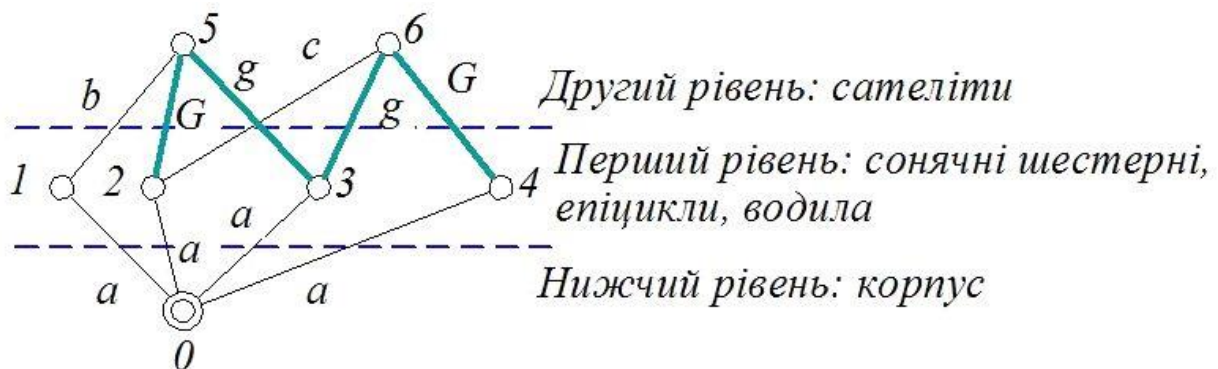
Вирішення задачі структурного синтезу планується проводити в декілька етапів, на першому етапі буде реалізовано наступний алгоритм:

- 1) побудова з обраної кількості структурних елементів множини кодів – можливих варіантів трансмісії;

- 2) перехід до матриць суміжності та інцидентності, з метою перевірки на планарність та ізоморфність;
- 3) представлення матриць в формі графу.



а)



б)

Рис. 1 – Механічна частина автоматичної коробки передач:
а) кінематична схема трансмісії; б) граф трансмісії

Навідмінно від планетарних коробок передач до складу гідрооб'ємно-механічної трансмісії може входити більший перелік елементів, що ставить необхідність визначитися зі способом умовного позначення елементів. В табл.1 приведено перелік структурних елементів трансмісії з програми Trans2000 та наведені їх індивідуальні коди.

Проте даний спосіб кодування в подальшому може бути змінений, зокрема розглядається варіант "подвійного числового кодування" коли перша цифра коду нам буде вказувати на клас елемента, а друга на його порядковий номер серед елементів даного класу. Адже варто чітко усвідомлювати, що "код трансмісії", як числова комбінація, сприймається лише людиною, алгоритм же автоматичної обробки буде працювати з вищезгаданими матрицями, які несуть в собі всю необхідну інформацію про елементи та зв'язки між ними.

Таблиця 1 – Коди структурних елементів ГОМТ

| Назва елемента | Піктограма | Код | Назва елемента | Піктограма | Код |
|----------------|------------|-----|------------------------|------------|-----|
| Двигун | | "1" | Аксіальна ГОП | | "8" |
| Редуктор | | "2" | Вал відбору потужності | | "9" |
| Диференціал 1 | | "3" | Гідромашина (окрема) | | "a" |
| Диференціал 2 | | "4" | Колесо | | "b" |
| Фрикціон | | "5" | Зірочка | | "c" |
| Гальмо | | "6" | Обгінна муфта | | "d" |
| Радіальна ГОП | | "7" | Корпус | К | "0" |

Далі наведемо деякі особливості елементів з табл.1, які будуть враховуватися при накладенні обмежень на алгоритм формування множини трансмісій та їх обробку.

Двигун внутрішнього згорання є початковим елементом, тому код "1" не може бути розміщений між двома іншими кодами.

Диференціал типу 1 з кодом "3" представляє триланковий планетарний механізм, відмінність його в порівнянні з диференціалом типу 2 (код "4") полягає в різному розміщенні цих редукторів відносно інших елементів трансмісій. Для перевірки пересічення зв'язків планетарного механізму достатньо мати його код, як єдиного механізму. Зовнішні зв'язки важливі і враховуються ребрами графу.

Фрикціон типу "5" з'єднує та розриває потік потужності і, як наслідок, суміжні з ним елементи трансмісії, встановлюючи нові зв'язки в графі трансмісії.

Детальний аналіз подібних особливостей елементів буде наведено в подальших роботах безпосередньо з алгоритмами обробки.

На рис. 2 представлена структурна схема двопоточної ГОМТ та її кодування. Малі цифри зліва – це порядкові індекси (довільна нумерація), великі цифри і букви праворуч – позначення типу елементів згідно табл. 1.

Код даного механізму: 12 - 23 - 36 - 35 - 34 - 69 - 58 - 47 - 9а - 8а, де «а» – це двозначний код (10) ланки ГОМПа і зв'язку (8а). Загальна кількість елементів трансмісії обмежена числом цифр від 0 до 9 і малих 26 літер латинського алфавіту. При необхідності опису кількості елементів більше 36, слід вводити додатково великі літери алфавіту або двозначні коди. За кодом будуємо граф (див. рис. 3) з ребрами: (1,2), (2,3), (3,6), (3,5), (3,4), (6,9), (5,8), (4,7), (9, а), (8, а) відкидаючи одне з ребер з взаємно однаковими вершинами.

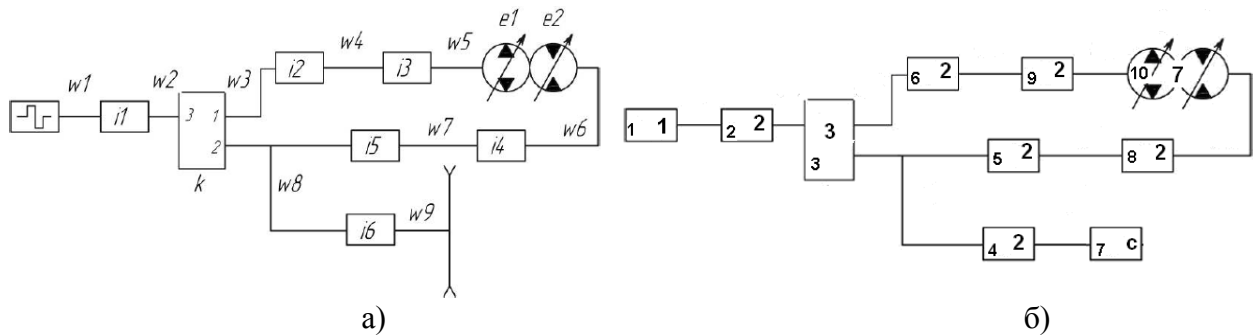


Рис. 2 – ГОМТ с диференціалом на вході: а) структурна схема; б) кодування елементів

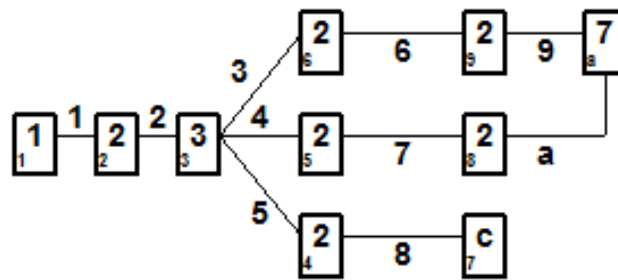


Рис. 3 – Граф трансмісії

Даний граф є планарним оскільки його ребра не перетинаються крім вершин їм інцидентних. Має одну грань (замкнута область). Вершини даного графа мають не одну і ту ж ступінь (вершина 3 має чотири ребра). Граф не є зв'язним. Матриця суміжностей 10×10 графа, приведена на рис. 4, де рядки і стовпці – це номери елементів, симетрична відносно діагоналі з нульовими значеннями, тому з'єднання елементів самих на себе відсутні

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | а |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 3 | 0 | 1 | 0 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 4 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 |
| 5 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 |
| 6 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 |
| 7 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| 9 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| а | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 |

Рис. 4 – Матриця суміжності графа

Під нульовою діагоналлю матриці міститься код суміжних елементів, які знаходяться зліва по ходу потоку потужності, а вище діагоналі – справа в кожній парі зв'язків. У даному випадку, з'єднання елементів з однаковими кодами (декількох пар редукторів), дає однакові елементи в обох половинах матриці. Надалі по такій матриці може бути побудована система кінематичних рівнянь, так як елементи в ній вже не знеособлені, а їх внутрішні властивості (передавальні числа і т.п.) можуть бути задані згідно до відповідного коду.

Матриця інцидентності 10×10 рис. 5 де рядки – це номери ребер в порядку їх перерахування: 1 – (1,2), 2 – (2,3), 3 – (3,6), 4 – (3,5), 5 – (3,4), 6 – (6,9), 7 – (5,8), 8 – (4,7), 9 – (9, а), а – (8, а), а стовпці – індекси елементів у вузлах графа. Матриця інцидентцій, як і матриця суміжностей, може бути записана в кодах елементів.

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | а |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | 0 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 3 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 4 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 5 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 6 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 0 |
| 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 |
| 8 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 |
| 9 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 |
| а | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 |

а)

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | а |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | 0 | 2 | 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 3 | 0 | 0 | 3 | 0 | 0 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 4 | 0 | 0 | 3 | 0 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 5 | 0 | 0 | 3 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 6 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | 0 | 2 | 0 |
| 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | 0 | 2 | 0 | 0 |
| 8 | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | 0 | с | 0 | 0 | 0 |
| 9 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 7 |
| а | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | 7 |

б)

Рис. 5 – Матриця інцидентцій в загальній (а) та кодовій (б) формі

Висновки. В даній роботі проведено обґрунтування та закладені основи для подальшого розвитку теорії графів в області структурного та параметричного синтезу ГОМТ. Перевагою даного методу є висока наочність кодів трансмісій, адже вони чітко демонструють зв'язки накладені на кожну ланку, а сам метод підлягає програмуванню. Даний напрямок планується інтенсивно розвивати відповідно до сучасних вимог.

Список використаних джерел

1. Іванченко П.Н., Сушков Ю.А., Вашец А.Д. Автоматизация выбора схем планетарных коробок передач. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1974. – 232 с.
2. Красеньков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 272 с.
3. Кристофидес Н. Теория графов. Алгоритмический подход – М.: Мир, 1978. – 215 с.
4. Новиков Ф.А. Дискретная математика для программистов. – Спб.: Питер, 2000 – 304 с.
5. амородов В.Б., Шадрунов Е.В. Этапы поиска новых вариантов

трансмиссий для транспортных средств.// Вісник НТУ "ХПІ" Автомобіля-
тракторобудування. – 2005. – №13. – с. 80-87.

6. Сушков Ю.А. Графы зубчатых механизмов. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. – 215 с., ил.
7. Esmail E.L. Kinematic nomographs of epicyclic-type transmission Mechanisms. Emirates journal for engineering researches. Vol. 12, Sec.Vol. 12, Sec. 3, 2007. – 47-55 p.
8. Chatterjee, G., and Tsai, L. W. (1996). Computer-aided sketching of epicyclic-type automatic transmission gear trains, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 108, No. 3, 1996. – 405-411p.
9. Chatterjee, G., and Tsai, L.W. Enumeration of epicyclic-type transmission gear trains, Transactions of SAE, Vol. 103, Sec. 6, 1995. – 415-426 p.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕОРИИ ГРАФОВ В СТРУКТУРНОМ СИНТЕЗЕ ГОМТ

Самородов В.Б., Митцель М.О.

В статье выполнено детальное обоснование преимуществ применения теории графов в процессе структурного синтеза бесступенчатых гидрообъемно-механических автотракторных трансмиссий. Обозначенные дальнейшие направления развития данного метода, опираясь на известные ныне работы отечественных и зарубежных авторов. Описаны принцип кодирования структурных элементов ГОМТ для дальнейшего программного решения задачи.

Abstract

RATIONALE USING GRAPH THEORY IN STRUCTURAL SYNTHESIS HST

V. Samorodov, M. Mitsel

The article evidence detailed benefits of graph theory in the synthesis of structural and mechanical continuously variable hydrostatic automotive transmissions. Indicated future directions of development of the method, based on the now famous work of domestic and foreign authors. Describes the coding principle structural elements HST for further software solution.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ҐРУНТООБРОБНО-ПОСІВНОГО АГРЕГАТУ ПРИ ДИФЕРЕНЦІАЦІЇ МАСИ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ЄМНОСТІ

Антощенко Р.В., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

В роботі досліджені динамічні складові руху елементів ґрунтообробно-посівного агрегату при диференціації маси технологічної ємності

Вступ. В процесі роботи сільськогосподарського агрегату спостерігається відхилення його траєкторії руху від траєкторії, яка визначається з урахуванням агротехнічних вимог (прямолінійної). Це відбувається внаслідок фізичних і геометричних властивостей опорної поверхні руху. При виконанні всіх технологічних операцій по обробці сільськогосподарських культур спостерігається періодичний вплив оператора агрегату на траєкторію руху. Це виражається за допомогою підкермовування, яке має періодичний характер та викликає коливання елементів агрегату в процесі руху. Одночасно при виконанні технологічної операції сівби змінюється маса технологічної ємності.

Аналіз основних публікацій, досліджень. Дослідження траєкторій руху сільськогосподарських машин і агрегатів проводилися В.П. Горячкіним, П.М. Василенко, А.Б. Лур'є, С.П. Гельфенбейном. Вченими Надикто В.Т., Лебедевим С.А. [1, 2] отримані траєкторії руху сільськогосподарських агрегатів. Дослідження руху сільськогосподарських агрегатів при диференціації маси технологічної ємності раніше не досліджувалось.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є одержання кутів повороту елементів комбінованого посівного агрегату в складі трактора ХТЗ-150К-09 і сівалки прямої сівби АПП-6 при диференціації маси технологічної ємності.

Вирішення задачі. Для рішення поставленого завдання при складанні динамічної моделі в якості розрахункової схеми була прийнято чотирьох елементна схема. У якості сил діючих на агрегат були прийняті наступні: $T_{3л}, T_{3н}, T_{4л}, T_{4н}$ – окружні зусилля на ведучих колесах трактора; $W_{11}, W_{12}, W_{13}, W_{14}, W_{2л}, W_{2н}$ – сили опору переміщенню першої та другої піврами сівалки; $W_{3л}, W_{3н}, W_{4л}, W_{4н}$ – сили опору переміщенню першої та другої піврами трактора; P_{61}, P_{62} – бічні зусилля в області контакту шин першої та другої піврами сівалки з опорною поверхнею; P_{63}, P_{64} – бічні зусилля в області контакту шин другої та першої піврами трактора з опорною поверхнею; P – опір, який чинить сівалка на ґрунт; m_1, J_1, m_2, J_2 – маси та моменти інерції першої та другої піврами сівалки; m_3, J_3, m_4, J_4 – маси та моменти інерції першої та другої піврами трактора; $C_{ш1}, C_{ш2}$ – жорсткість шин першої

та другої ліврами сівалки; $C_{ш3}$, $C_{ш4}$ – жорсткість шин першої та другої піврами трактора; $C_{ЗКМ}$ – кругова жорсткість з'єднувально-керуючого модулю трактору; φ_0 – кут злому піврам трактору; M – момент, що діє в точці злому піврам трактору.

Сили, що діють на агрегат зображені на рис. 1.

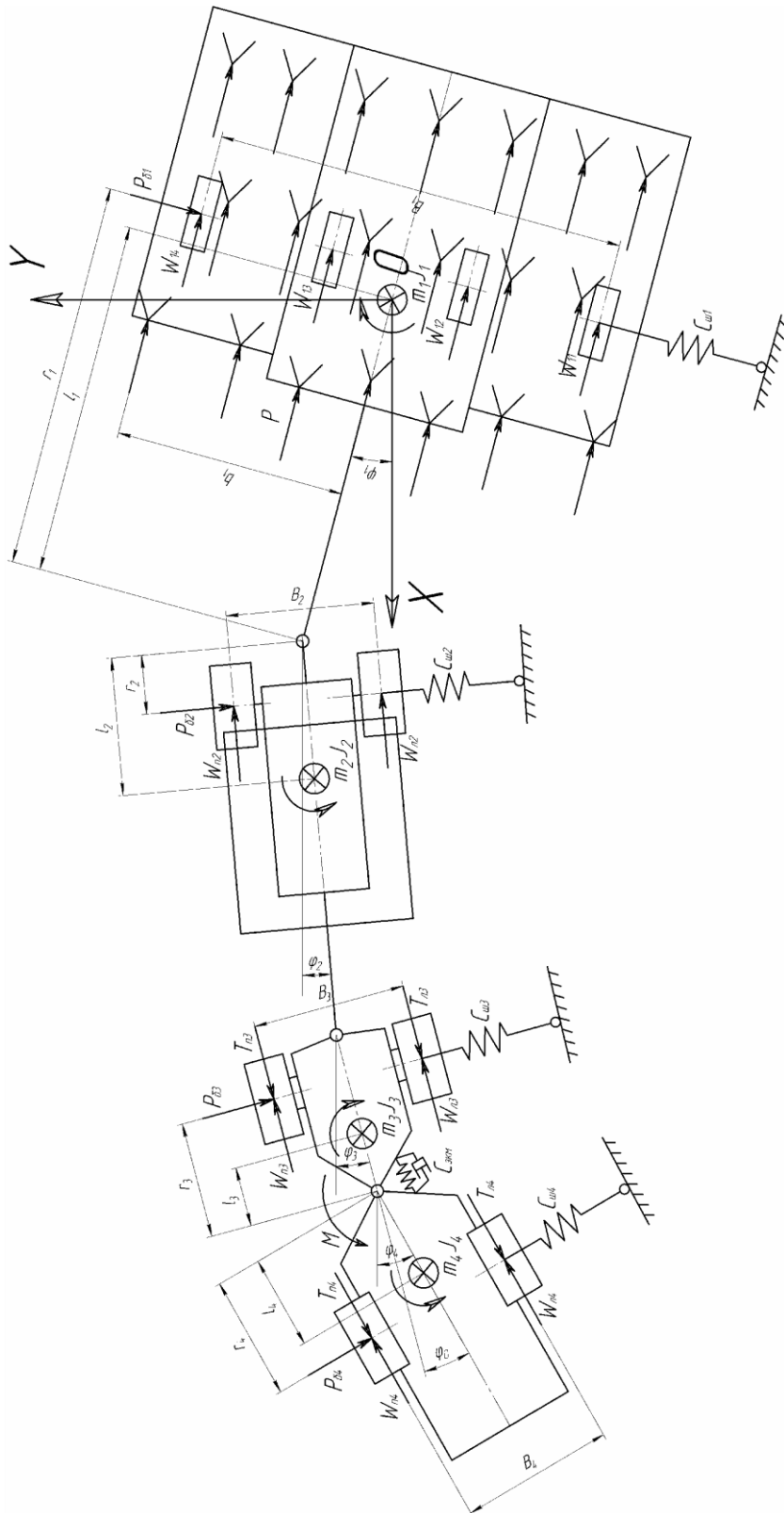


Рис. 1 – Динамічна модель комбінованого посівного агрегату

Центр узагальнених координат $ХОУ$ – поздовжнє і поперечне зміщення агрегату – знаходиться в центрі мас другої піврами сівалки. Узагальненими координатами будуть: φ_1 – кут між центральною віссю другої піврами сівалки і віссю $ОХ$; φ_2 – кут між центральною віссю бункера для посівного матеріалу (першої піврами сівалки) і віссю $ОХ$; φ_3 – кут між центральною віссю другої піврами трактора і віссю $ОХ$; φ_4 – кут між центральною віссю першої піврами трактора і віссю $ОХ$.

Використовуючи диференціальні рівняння Лагранжа 2-го роду [3] одержимо систему диференціальних рівнянь 8-го порядку:

$$\begin{cases} a_{11}\ddot{\varphi}_1 + a_{12}\ddot{\varphi}_2 + a_{13}\ddot{\varphi}_3 + a_{14}\ddot{\varphi}_4 + f_1(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4, t) = \\ = g_1(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, t); \\ a_{21}\ddot{\varphi}_1 + a_{22}\ddot{\varphi}_2 + a_{23}\ddot{\varphi}_3 + a_{24}\ddot{\varphi}_4 + f_2(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4, t) = \\ = g_2(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, t); \\ a_{31}\ddot{\varphi}_1 + a_{32}\ddot{\varphi}_2 + a_{33}\ddot{\varphi}_3 + a_{34}\ddot{\varphi}_4 + f_3(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4, t) = \\ = g_3(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, M, t); \\ a_{41}\ddot{\varphi}_1 + a_{42}\ddot{\varphi}_2 + a_{43}\ddot{\varphi}_3 + a_{44}\ddot{\varphi}_4 + f_4(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4, t) = \\ = g_4(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, M, t), \end{cases} \quad (1)$$

Зміна кута повороту першої піврами трактора має вигляд синусоїди:

$$\varphi_4 = A \sin(Bt + C),$$

де A – амплітуда впливу оператора,
 B – частота впливу оператора,
 C – фаза (початковий кут впливу).

Маса технологічної ємності при теоретичному дослідженні змінювалась від $m_0 = 3500 \text{ кг}$ (маса порожньої технологічної ємності + посівного матеріалу) до $m_1 = 2000 \text{ кг}$ (порожньої технологічної ємності).

Для застосування чисельного методу рішення системи диференціальних рівнянь (модифікований метод Рунге-Кутта 4-5 порядку) необхідно привести систему (1) до виду Коші. Із цією метою були перепозначені наступні змінні:

$$\ddot{\varphi}_1 = X; \ddot{\varphi}_2 = Y; \ddot{\varphi}_3 = Z.$$

Отримана система лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} a_{11}X + a_{12}Y + a_{13}Z = g_1 - f_1; \\ a_{21}X + a_{22}Y + a_{23}Z = g_2 - f_2; \\ (a_{31} + a_{41})X + (a_{32} + a_{42})Y + (a_{33} + a_{43})Z = g_3 - f_3 + g_4 - f_4. \end{cases} \quad (2)$$

Для рішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь (1) методом Крамера

[4] був використаний пакет MAPLE 12.0. Після приведення до виду Коші для чисельного рішення системи був застосований пакет MATLAB 7.0.

Теоретичні дослідження показали, що амплітуди відхилення першої піврами трактора змінюються від 0,25 м до 0,5 м, тому при впливі оператора на рульове керування з амплітудою $A = 0.25$ та частотою $B = \frac{\pi}{2}$ результати моделювання будуть наступними (рис. 3).

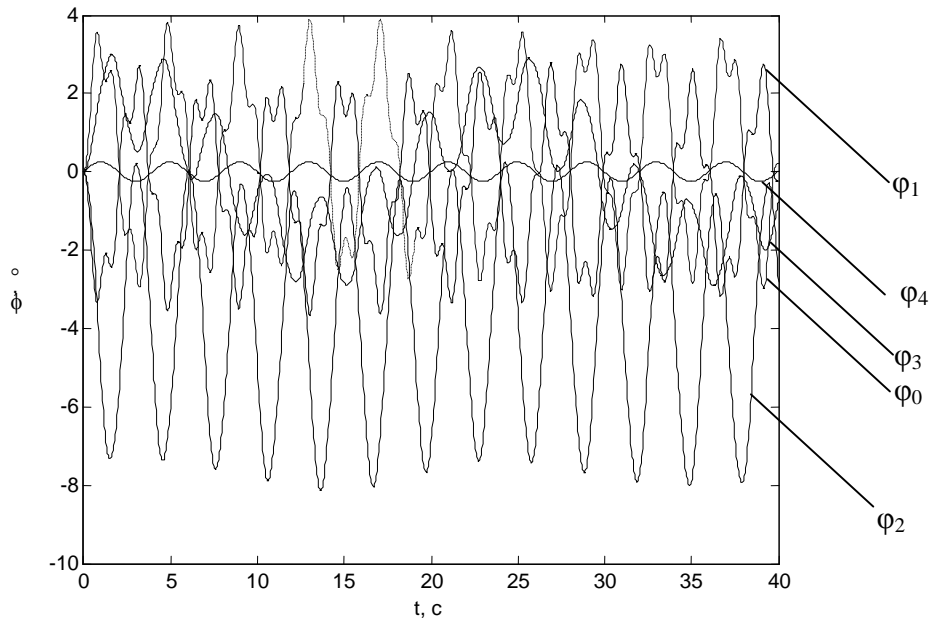


Рис. 3 – Кути повороту мас елементів системи, при русі агрегату по реальній опорній поверхні при впливі оператора на рульове керування $A=0.25, B=\pi/2, C=0$ та зміні маси технологічної ємності: φ_0 – кут злому піврам трактора; φ_1 – кут повороту другої піврами сівалки; φ_2 – кут повороту першої піврами сівалки; φ_3 – кут повороту другої піврами трактора; φ_4 – кут повороту першої піврами трактора

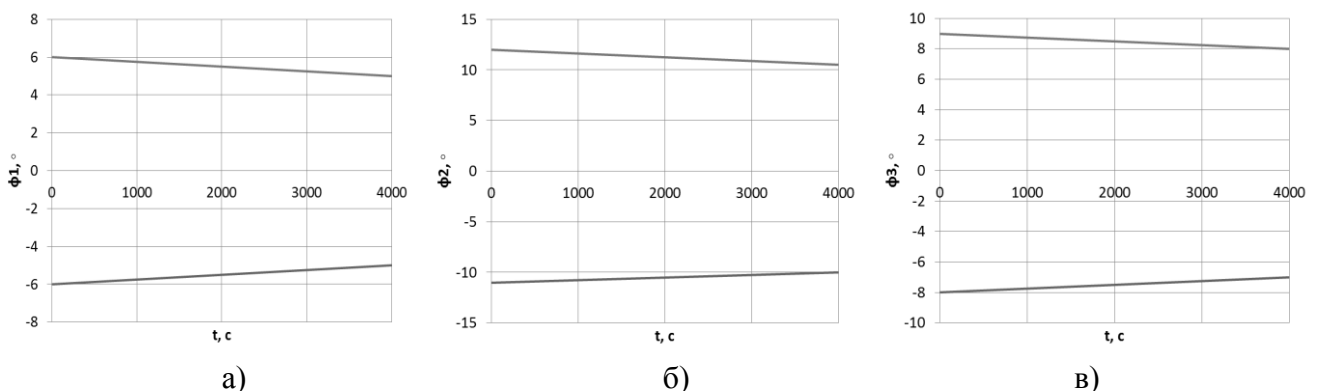


Рис. 4 – Зміна амплітуди кутів повороту елементів агрегату при диференціації маси технологічної ємності: а) φ_1 – кут повороту другої піврами сівалки; б) φ_2 – кут повороту першої піврами сівалки; в) φ_3 – кут повороту другої піврами трактора

Амплітуди кутів повороту елементів агрегату в процесі моделювання змінювались відповідно для другої піврами сівалки від 12° до 10° , першої піврами сівалки від 26° до 21° та другої піврами трактора від 17° до 16° (рис. 4).

Вони змінювались лінійно пропорційно зміненню маси ємності.

Висновки

В результаті теоретичного дослідження процесу руху комбінованого сільськогосподарського агрегату були отримані кути повороту елементів агрегату, відхилення від прямолінійної траєкторії руху, закони руху центрів мас усіх елементів агрегату, при впливі оператора на рульове керування з різною амплітудою та частотою та вплив диференціації маси елемента на показники руху. Зміна амплітуди кутів повороту елементів агрегату лінійний та пропорційний до зміни маси ємності.

Список використаних джерел

1. *Авдеев В.М.* Устойчивость и управляемость движения колесного шарнирно-сочлененного трактора по грунту в составе сельскохозяйственного агрегата: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Харьковский политехнический инт. – Х., 1985. – 22 с.
2. *Артёмов Н.П.* Повышение устойчивости движения пахотного агрегата при изменении технических параметров системы управления: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Харьковский Национальный Технический Университет Сельского Хозяйства им. Петра Василенко. – Х., 2006. – 20 с.
3. *Дроннік Ю.М., Кучеренко С.І., Тіщенко Л.М.* Теоретична механіка: Курс лекцій. – Х.: Вид-во «Око», 2002. – 456 с.
4. *Амелькин В.В.* Дифференциальные уравнения в приложениях. – М.: Наука, 1987. – 160 с.

Аннотация

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕ-ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА ПРИ ДИФФЕРЕНЦИАЦИИ МАССЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЕМКОСТИ

Антощенко Р.В.

В работе исследованы динамические составляющие движения элементов почвообрабатывающе-посевного агрегата при дифференциации массы технологической емкости

Abstract

THE THEORETICAL STUDY OF THE MOTION SOWING UNITS IN THE DIFFERENTIATION PROCESS CONTAINER MASS

R. Antoshchenkov

Dynamic components of the movement elements-tillage sowing units in the differentiation process container weight are presented in this article

ПУТИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ

Ткаченко Д.И., к.т.н, доц., Колесник И.В., аспирант,
Кулаков Ю.Н., ст. преподаватель, Гайдаш С.Г., магистр,
Змиевский В.Л., магистр

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенка*

Проведено аналитическое исследование воздействия пневматических шин на тягово-сцепные и энергетические свойства трактора.

Введение. Никому не секрет, что сельскохозяйственное производство (весь АПК) Украины является очень важной отраслью, влияющей на экономическое развитие страны.

Каждому работнику АПК понятно, что сегодня ни одна страна, даже с благоприятными климатическими условиями и лучшими в мире черноземами не может решить свою продовольственную проблему без отечественных, высокопроизводительных, экологически чистых и энергосберегающих средств механизации с-х производства, созданных на основе достижений науки и передовой мысли ученых.

Анализ основных исследований, публикаций. На основании анализа конструкций тракторов и проведенных многими исследователями испытаний в производственных условиях остро стоит вопрос улучшения их показателей, с точки зрения энергосбережения. Рассмотрим научные возможности создания энергосберегающих средств механизации производственных процессов, на примере разработки перспективных малогабаритных энергетических средств механизации.

К большому сожалению, сегодня Украина теряет свой научный и конструкторский потенциал по разработке отечественного двигателе- и тракторосельхозстроения. По статистическим данным за последние 20 лет машинно-тракторный парк Украины изношен на 65%. Этим создан дефицит сельскохозяйственной техники. Сельские товаропроизводители вынуждены приобретать очень дорогую иностранную технику, не совсем надежную, внешне привлекательную, но не совсем отвечающую нашим условиям работы и крестьянскому менталитету.

Поэтому перед нашими учеными – создателями средств механизации должна быть поставлена задача разработки машин на основе достижений науки и техники в направлении обеспечения энергосберегающих и экологически чистых технологий.

Учитывая вышеизложенное, нами были предложены уточненные методики тягового расчета с-х тракторов с учетом норм воздействия движителей на почву [1,2,3].

Цель исследования. Разработать и предложить критерии оценки работы МТА, за счет оптимизации режимов работы ходовой системы, например, колесного трактора путем подбора оптимального размера пневматических шин и способы улучшения тягово-сцепных качеств движителя.

Решение вопроса. Теоретический анализ многих исследований [4,5,6] показывает, что основное влияние на показатели работы колесных машин, оказывает рациональный подбор шин, в первую очередь, ведущих колес по их основным конструктивным и эксплуатационным параметрам (размеры, жесткость каркаса и внутришинное давление), а также по соответствию шин и режимов их работы применительно к состоянию почвы.

Как известно основное (главное) влияние на показатели работы колесного движителя оказывают: характеристика и состояние почвы, вертикальная нагрузка на колеса и ее распределение по осям (удельное давление на почву), тяговое усилие на крюке, мощность подводимая к оси ведущих колес и заданная скорость движения.

Теоретический анализ показывает, что работа колесного движителя во многом зависит от соответствия удельного давления шин несущей способности почвы.

Проведенные нами предварительные теоретические и экспериментальные исследования подтвердили, что на показатели работы ведущего колеса первостепенное влияние оказывает соотношение несущей способности почвы, характеризующейся K_n и удельным давлением q_{cp} шины на почву (по ГОСТ 26955-86):

$$C = \frac{K_n}{q_{cp}}, \quad (1)$$

де q_{cp} – удельное давление ведущих колес на почву, Н/м²;
 K_n – несущая способность почвы, Н/м²;
С – безразмерный коэффициент.

Например, для возделывания свеклы с междурядьями 0,45м ширина шин ведущих колес не может превышать 0,21м, направляющих 0,16м, удельное давление на почву не должно превышать 80÷100кПа, то есть для пропашного трактора, как показали расчеты [7], вертикальная нагрузка на ведущие колеса не должна превышать вполне фиксированную величину.

Проведенные исследования показали, что при выполнении заданной работы, например, возделывание свеклы, геометрические размеры движителя (размер шин и сцепной вес) могут быть представлены, как величины постоянные и записаны алгоритмом:

$$G_{сц} \rightarrow DB(F_k) = const ;$$

Переменными могут быть только вертикальные нагрузки на колеса, распределение веса трактора по осям λ в небольших пределах и внутришинное давление воздуха P_w , то есть можно записать алгоритм:

$$\lambda P_w = var$$

При силе сопротивления качению $P_f \rightarrow min$; касательной силе тяги $P_k \rightarrow max$, тяговый КПД ведущего колеса $\eta_k \rightarrow max$; коэффициент $C \rightarrow min$.

Исследованиями по взаимодействию ведущего колеса с деформируемой опорной поверхностью было установлено, что для каждой шины и почвы имеется оптимальная вертикальная нагрузка, при которой обеспечиваются максимальные тягово-сцепные показатели колеса η_{kmax} (рис.1).

Экспериментально также было установлено, что с увеличением поступательной скорости движения колеса при постоянной силе тяги на оси колеса P_o ($P_{кр} = const$) тяговый КПД колеса имеет тенденцию к снижению, а тяговое усилие на оси колеса с увеличением скорости движения должно снижаться. Таким образом, можно сделать вывод, что существует предел мощности, которую колесо может развить по условиям сцепления с опорной поверхностью, это требует дополнительных исследований.

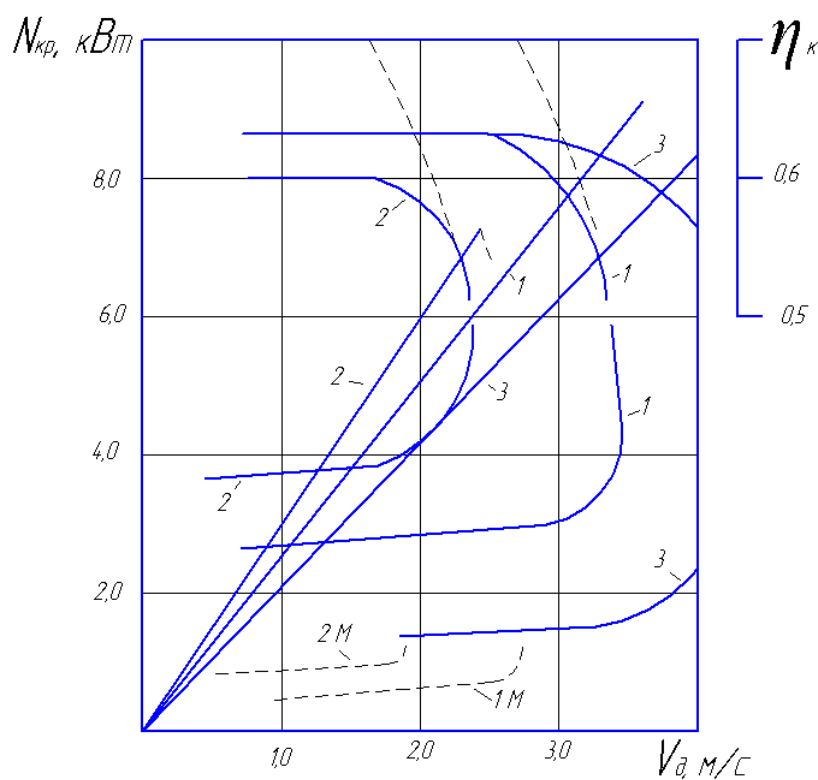


Рис.1 – Зависимость показателей работы колеса от скорости движения на поле подготовленного под посев. $G_k=7,4кН$; $P_w=0,06Mна$; 1 – $P_o=2,7 кН$; 2 – $P_o=3,0 кН$; 3 – $P_o=2,1 кН$;

В связи с этим можно утверждать, что энергонасыщенность любой колесной машины не должна превышать оптимальную мощность, чтобы буксование колес не превышало величину коэффициента сцепления ϕ величина которого зависит от площади контакта шины с опорной поверхностью (рис. 2), (смотри стандарт СЭВ-627-85), где четко определена концепция деления с-х тракторов по номинальной силе тяги на крюке.

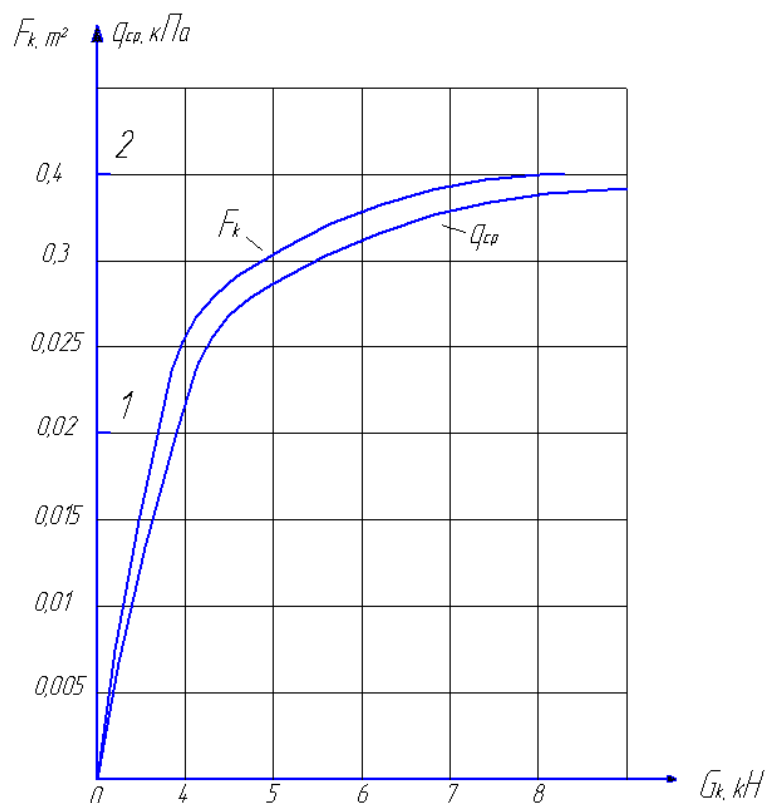


Рис. 2 – Зависимость площади контакта шины и среднего удельного давления на почву в зависимости от нагрузки при внутришинном давлении $P_w=0,06$ МПа

Поэтому за номинальную силу тяги на крюке принята сила тяги при работе трактора на одной из низших передач на стерне из под озимых колосовых нормальной влажности и плотности при достаточно высоком тяговом КПД, то есть, когда буксование ведущих элементов (колес, гусениц) не превышает 5% – для гусеничных тракторов, 14-15% – тракторов 4К4, 15-17% – для тракторов 4К2.

На основании выше изложенного, можно предложить последовательность разработки перспективного малогабаритного трактора класса 2 кН. По условиям вписываемости в рекомендуемых междурядий возделывания овощных культур $m=0,45$ м [6], принимаем шину 7,50R16 модели Ф–301, которая при минимальном внутришинном давлении $P_w=0,06$ МПа, имеет площадь контакта на почве подготовленной под посев (рис.2).

Имея функциональную зависимость $\eta_k = f(P_w)$ можно решить уравнение:

$$\frac{d\eta_k}{dP_w} = 0. \quad (2)$$

При работе агрегата в заданных почвенных условиях, имея экспериментальные данные по изменению тягово-сцепных показателей в зависимости от скорости движения МТА, можно определять оптимальную энергонасыщенность (потребную мощность двигателя) агрегата для конкретных условий работы, то есть решать практические задачи.

Как показали исследования тяговый КПД ходовой части $\eta_{х.ч.}$ в

зависимости от скорости движения (рис. 1) изменяется от $\eta_{т \max}$ до $\eta_{т \min}$, а развиваемая сила тяги на оси колеса от $P_0=0$ до P_0 при $\eta_{к}=0$. При этом изменение P_0 от при $\delta=0,15$ до $\delta=1$ характеризует предел оптимальной мощности, реализуемой двигателем (ведущим колесом) по условиям сцепления.

Из рис. 1 следует также вывод, что с повышением скорости движения при нарушении условий уравнения движения МТА

$$P_{к} \geq P_{к\phi} \geq \Sigma P_{с}, \quad (3)$$

может быть записано равенством:

$$P_{к} = P_{к\phi} = \Sigma P_{с}, \quad (4)$$

где касательная сила тяги по двигателю:

$$P_{к} = \frac{M_{к}}{r_{\delta}}, \quad (5)$$

здесь:

$$M_{к} = M_{e} i_{тп} \eta_{тп}, \quad (6)$$

$M_{к}$ – момент на оси ведущих колес;

M_{e} – момент на коленчатом валу двигателя;

$i_{тп}$ – передаточное число трансмиссии;

$\eta_{тп}$ – КПД трансмиссии.

r_{δ} – силовой радиус колеса (плечо приложения $P_{к}$).

$P_{к\phi}$ – величина касательной силы тяги развиваемой ведущими колесами.

$$P_{к\phi} = \varphi \cdot G_{сц} \cos \alpha. \quad (7)$$

$P_{с}$ – сумма всех внешних сопротивлений.

Вывод

При разработке перспективных энергетических средств механизации необходимо учитывать взаимосвязи производительности МТА, энергосбережения при сохранении экологии почвы и потенциальной урожайности с-х культур. Необходимо учитывать взаимозависимость энергонасыщенности агрегата с тягово-сцепными возможностями его движителя.

Таким образом, перспективные энергетические средства механизации должны иметь оптимальные конструктивные параметры и режимы работы, обеспечивающие максимальный тяговый КПД.

Список использованных источников

1. Ткаченко Д.И. и другие Уточнение методики тягового расчета колесного трактора. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства – Харків, 2009 – Вип. 89, С. – 248.
2. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути её решения. – М.: ВИМ, 1998. – с.367.
3. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М.: Колос, 1972. – с.384.
4. Тракторы: Теория/ Под ред. В.В.Гуськова, - М.: Машиностроение, 1984 – 374с.
5. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – М.: Машиностроение, 1972.
6. Сверщевский Б.С. Эксплуатация МТП. - М.: Сельхозгиз, 1958.
7. Ксенович И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система – почва - урожай. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.

Анотація

ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ СУЧАСНИХ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Ткаченко Д., Колеснік І., Кулаков Ю., Гайдаш С., Змієвський В.

У статті на основі аналітичних досліджень пневматичних шин запропоновано оптимальний вибір та їх вплив на тягово-зчіпні властивості трактора.

Abstract

PRINCIPLES OF MODERN ENERGY SAVING OF PURPOSE AGRICULTURAL MECHANIZATION

D. Tkachenko, I. Kolesnik, Y. Kulakov, S. Gaidash, W. Zmievsky

On the basis of analyzes of pneumatic tires offered the best selection and their impact on traction-grip tractor.

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ БАЛАСТУВАННЯМ

Макаренко М. Г., доц., Макаренко О. М., інженер, Ковальов О.В., магістр

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Піпченко О. М., інженер

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

Наводяться результати досліджень по підвищенню ефективності використання тягово-енергетичних засобів високих тягових класів шляхом диференціації їх маси при виконанні різних за енергоємністю робіт.

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. Однак, загальна маса машинно-тракторних агрегатів (МТА), складених для реалізації новітніх енергоощадних технологій, досягає значної величини. При цьому на частку тягово-енергетичного засобу (трактора) припадає лише 60...80 % загальної маси агрегату. З метою реалізації високої потужності двигуна в тягове зусилля трактор повинен мати значну масу.

Однак, при підвищенні маси трактора збільшується витрата потужності на пересування МТА, що знижує тяговий ККД на малоенергоємних операціях (боронування, посів і ін.) до 0,50...0,55. Крім того, через великий питомий тиск рушіїв (особливо колісних) на ґрунт відбувається надмірне його переущільнення. Використання таких важких тракторів у складі агрегатів на ряді операцій по енергетичних і агротехнічних показниках нерационально.

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 [1, 2]. При цьому важливу роль має вирішення проблеми взаємозв'язаного вибору маси, швидкості і потужності двигуна машин відповідно до характеру і суті технологічного процесу.

В роботах [3, 4] проведений аналіз зчіпних властивостей автомобільних шин з опорною поверхнею. Вказані дослідження підтверджують залежність коефіцієнта зчеплення від тиску в контакт і дотичної напруги в площині контакту, а також розглядають зв'язок коефіцієнта зчеплення з напругою елементів шини в контакті.

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.

Однак, застосування важких ТЕЗ з великою експлуатаційною масою приводить до збільшеного опору руху, а, відповідно, високих витрат енергії на пересування агрегату по полю та спричинює переущільнення ґрунту рушіями. Як наслідок, знижується енергетична і агротехнічна ефективність використання даних ТЕЗ з комплексом СГМ на ряді технологічних операцій.

При використанні МТА встановлено, що силова дія СГМ на ТЕЗ досить складна і різноманітна: на ТЕЗ частково або повністю передається сила ваги навішеного СГМ і реактивний опір ґрунту, що діє його на робочі органи. За інших рівних умов силова дія СГМ залежить від місця його розташування відносно ТЕЗ, способу зв'язку з ТЕЗ і методу регулювання його положення. Зміна характеру навантаження, що діють на ходову частину ТЕЗ може позначатися як позитивно, так і негативно на основних показниках агрегату в забезпеченні якісного виконання робочого процесу при заданих показниках продуктивності: стійкості руху, керованості, плавності ходу, тягово-зчіпних властивостях і, таким чином, визначати в цілому її ефективність.

Аналіз засобів поліпшення тягово-зчіпних властивостей МТА показав, що найбільш доцільним способом, що дозволяє підвищити ефективність використання агрегатів, є диференціація експлуатаційної маси ТЕЗ за допомогою додаткових знімних вантажів. Під диференціацією в даному випадку розуміється зміна загальної маси ТЕЗ і раціонального розміщення на ньому вантажів.

Аналіз взаємозв'язків маси ТЕЗ з енергетичними і агротехнічними показниками агрегату дозволив констатувати, що при зміні маси ТЕЗ (на прикладі трактора Т-150К) змінюються крюкова потужність, крюкова тяга, витрата палива, буксування і реальна швидкість трактора (табл. 1).

Таблиця 1 – Тягові показники трактора Т-150К

| Маса трактора, кг | Передача | Показники при найбільшій тяговій потужності | | | | | |
|------------------------------|----------|---|---------|-----------|-----------|----------------|------|
| | | Нкр.мах, к. с. | Ркр, кГ | V, км/год | G, кг/год | g, г/к. с. год | δ, % |
| Стерня | | | | | | | |
| 7995 | II | 102,0 | 3740 | 7,36 | 30,00 | 294 | 16,0 |
| 7995 | III | 105,0 | 3200 | 8,80 | 30,00 | 286 | 11,6 |
| 9300 | II | 109,0 | 3800 | 7,70 | 30,60 | 282 | 12,0 |
| 9300 | III | 113,5 | 3400 | 9,01 | 30,40 | 268 | 9,1 |
| Поле, підготовлене під посів | | | | | | | |
| 8190 | II | 85,0 | 2900 | 7,90 | 29,00 | 342 | 13,2 |
| 8190 | III | 98,0 | 2890 | 9,15 | 30,38 | 310 | 13,0 |
| 11300 | II | 106,5 | 3600 | 8,00 | 30,60 | 287 | 10,1 |
| 11300 | III | 108,5 | 3200 | 9,15 | 29,80 | 275 | 7,8 |

Тягове зусилля (Ркр.) трактора Т-150К залежно від його маси

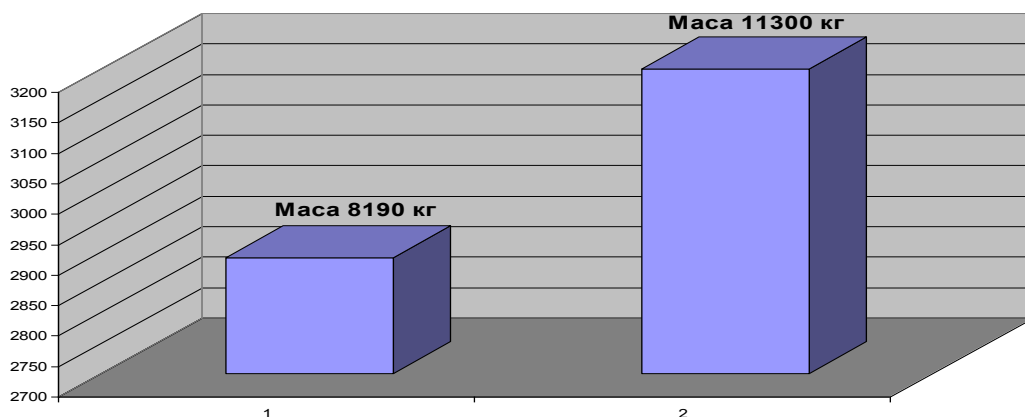


Рис. 1 – Тягове зусилля (Ркр) трактора Т-150К на III передачі залежно від його маси на полі, підготовленому під посів

Питома витрата палива (g, г/к. с. год.) трактора Т-150К залежно від його маси

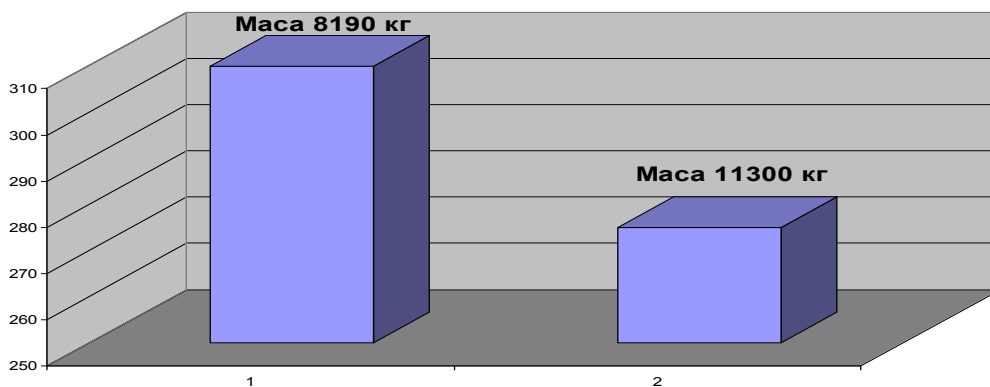


Рис. 2 – Питома витрата палива (g, г/к. с. год.) трактора Т-150К на III передачі залежно від його маси на полі, підготовленому під посів

Буксування (δ, %) трактора Т-150К залежно від його маси

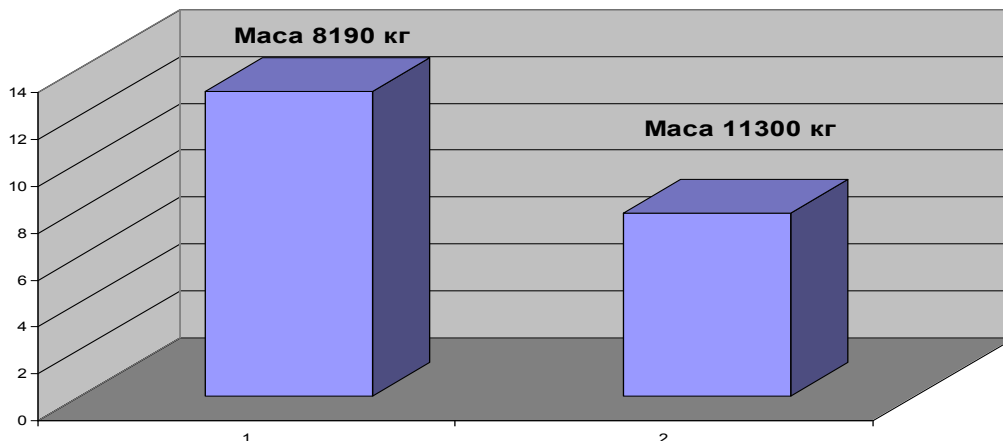


Рис. 3 – Буксування (δ, %) трактора Т-150К на III передачі залежно від його маси на полі, підготовленому під посів

Характерним показником ТЕЗ є зміна тягового ККД залежно від питомої сили тяги.

Вибір раціональної маси і місцеположення вантажів на ТЕЗ зводиться до того, щоб виконувалися наступні умови:

$$\left. \begin{array}{l} \eta_T \rightarrow \max \\ p_{ПК}, p_{ЗК}, \rho, T \rightarrow \min \end{array} \right\}, \quad (1)$$

де η_T – тяговий ККД ТЕЗ;
 $p_{ПК}, p_{ЗК}$ – питомий тиск відповідно передніх і задніх коліс на ґрунт;
 ρ, T – відповідно щільність і твердість ґрунту по сліду рушіїв ТЕЗ.

Взаємозв'язок тягового ККД з питомою силою тяги ТЕЗ має вигляд:

$$\left. \begin{array}{l} \eta_T = \frac{\varphi_{кр} \cdot \eta_{тр} (b - \varphi_{кр} (1 + a))}{\varphi_{кр} (b - f \cos \alpha + \sin \alpha) - \varphi_{кр}^2 + b (f \cos \alpha + \sin \alpha)}; \\ 0 \leq \varphi_{кр} \leq \frac{b}{a + 1}. \end{array} \right\}, \quad (2)$$

де $\varphi_{кр}$ – питома сила тяги;
 $\eta_{тр}$ – ККД трансмісії ТЕЗ;
 a, b – емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу ходової системи ТЕЗ і агрофону, на якому використовується МТА;
 α – кут підйому агрегату, град.; f – коефіцієнт опору пересуванню ТЕЗ по полю.

Використання ТЕЗ підвищеного тягового класу ефективно лише при високих тягових навантаженнях, тобто при виконанні ним у складі МТА найбільш енергоємних технологічних операцій (оранки, роботи з широкозахватними комбінованими машинами і т.д.), на яких тяговий ККД досягає максимального значення (питома сила тяги дорівнює 0,3...0,4) (рис. 4).

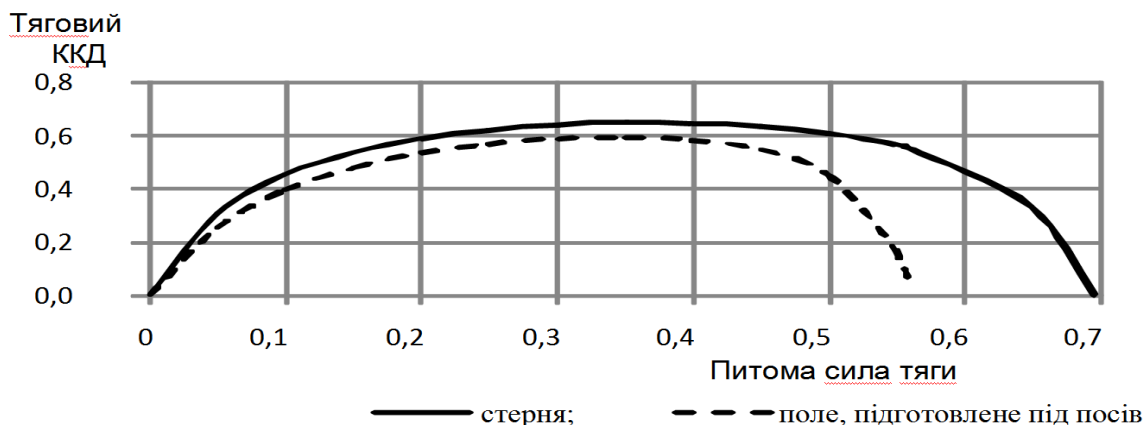


Рис 4 – Зміна тягового ККД ТЕЗ 4К46 залежно від питомої сили тяги

При виконанні даним ТЕЗ з тією ж масою малоенергоємних операцій (боронування, дискування, посів дисковими сівалками), коли тяговий опір знарядь невеликий (значення питомої сили тяги складає 0,1...0,2), тяговий ККД знижується на 8...20 % і може досягати величини менше 0,5. Це викликано збільшенням частки витрат енергії на пересування ТЕЗ по полю в структурі балансу потужності МТА через його високу експлуатаційну масу. Для підвищення енергетичної ефективності використання даних агрегатів необхідно змінювати масу ТЕЗ.

Щоб агрегат працював з максимальним тяговим ККД, він повинен мати раціональне значення питомої сили тяги.

Після диференціювання рівняння (2) отримана залежність раціональної питомої сили тяги від типу ходової системи ТЕЗ, агрофону, на якому працює агрегат:

$$\varphi_{кр} = \frac{bc \cos \alpha}{1 + a + \sqrt{(1 + a)^2 + \frac{(1 + a)((b - f) \cos \alpha - \sin \alpha) - bc \cos \alpha}{f \cos \alpha + \sin \alpha}}}. \quad (3)$$

Висновки

Аналіз енергетичних і агротехнічних показників швидкісних широкозахватних МТА на базі колісних ТЕЗ підвищеного класу тяги показав, що разом з їх високою продуктивністю спостерігаються великі втрати енергії на пересування ТЕЗ по полю і питомий тиск рушіїв на ґрунт унаслідок їх великої експлуатаційної маси, що знижує ефективність їх застосування на деяких технологічних операціях.

По аналітичній залежності тягового ККД від питомої сили тяги трактора встановлено, що диференціація експлуатаційної маси ТЕЗ підвищеного тягового класу, що працює з комплексом СХМ, збільшує тяговий ККД агрегату до 12...19 %. Раціональним перерозподілом зчїпної маси від встановлених додаткових вантажів з'являється можливість забезпечити покращення тягових якостей ТЕЗ.

Отримана методика може бути використана для забезпечення заданих тягових показників як на стадії проектування, так і при експлуатації.

Список використаних джерел

1. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов М. Машиностроение, 1966, 195 с.
2. Проектирование, конструирование и расчёт тракторов. Под ред. И.П. Ксеневича. М. Машиностроение, 1991, 544 с.
3. Подригало М.А., Бобошко А.А. Синтез законов рационального управления поворотом колесной машины // Вестник Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета. Вып. 15 - 16. - Харьков: Изд-во ХНАДУ. - 2001. - с. 143 - 145.
4. Подригало М., Гречко Л., Бобошко О. Підвищення маневреності колісних тракторів // Машинознавство. - 1999. - № 10. - с. 55 - 58.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ БАЛЛАСТИРОВАНИЕМ

Макаренко Н.Г., Макаренко А.Н., Ковальов О.В.

Приводятся результаты исследований по повышению эффективности использования тягово-энергетических средств высоких тяговых классов путем дифференциации их массы при выполнении разных за энергоемкостью работ.

Abstract

RISE OF OPERATING INDEXES HAULING-POWER FACILITIES BY BALASTOUVANNYAM

N. Makarenko, A. Makarenko, A. Kovalov

The results of researches on the rise of efficiency of the use of hauling-power facilities of high hauling classes by differentiation of their mass at implementation of different after energoemkostyu works are led.

УДК 621.878.6

АНАЛИЗ ФОРМИРОВАНИЯ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ТРАКТОРА ПРИ ЕГО РАБОТЕ В АГРЕГАТЕ С ПОЛУНАВЕСНЫМ СКРЕПЕРОМ С УЧЕТОМ ОСОБЕННОСТИ РАЗГРУЗКИ ПОСЛЕДНЕГО

Калинин Е.И., к.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Проведен анализ влияния выгрузки транспортируемого материала с ковша полунавесного скрепера, при представлении последнего как жесткого твердого тела переменной массы, на тяговое усилие энергетического средства, входящего в состав ЗТМ.

Введение. Установлено, что при выгрузке транспортируемого материала с ковша полунавесного скрепера происходит смещение центра масс последнего, что приводит к возникновению дополнительных моментов, участвующих в формировании как тягового усилия трактора в частности, так и его тягово-энергетических характеристик в целом.

Анализ литературных источников. Работами проф. Г.М. Кутькова было предложено рассматривать тяговое усилие трактора не как стационарную, а некоторую функциональную зависимость, которая в общем виде является случайной функцией, которую можно представить в виде нескольких составляющих, различающихся между собой амплитудой и частотой.

Так, используя комбинацию методов наложения и огибающих, удалось в работах [1, 2] выделить пять основных составляющих случайного процесса колебаний нагрузки на крюке, который был зарегистрирован при работе трактора Т-150. Установлено, что составляющие не являются строго гармоническими функциями, так как период колебаний каждой такой гармоники изменяется в некоторых пределах [3].

При этом в работе [4] установлено, что две составляющие из пяти полученных возникают вследствие взаимодействия трактора и машины с грунтом, две совпадают с собственной частотой колебаний остова трактора и одна генерируется в ходовой системе трактора.

Можно ожидать, что нестационарность массы машины, с которой агрегируется трактор, также приводит к возникновению дополнительных колебаний тягового усилия.

Цель работы и постановка задачи. Цель работы – оценка влияния разгрузки полунавесного скрепера на формирование тягового усилия трактора, входящего в состав ЗТМ. Для достижения поставленной цели необходимо рассмотреть комплекс сил, действующих на скрепер, как плоскую систему сил.

Основная часть. Для анализа формирования тягового усилия трактора, рассмотрим систему сил, действующих на скрепер (рис. 1). Она является плоской и включает в себя: G_i – вес скрепера в характерных состояниях, связанных с периодами его разгрузки, H (является функцией времени, поэтому на рис. 1 представлен в виде эпюры); N – реакция опоры, возникающая на колесе скрепера, H ; P_f – сила сопротивления перекачиванию колеса скрепера, H .

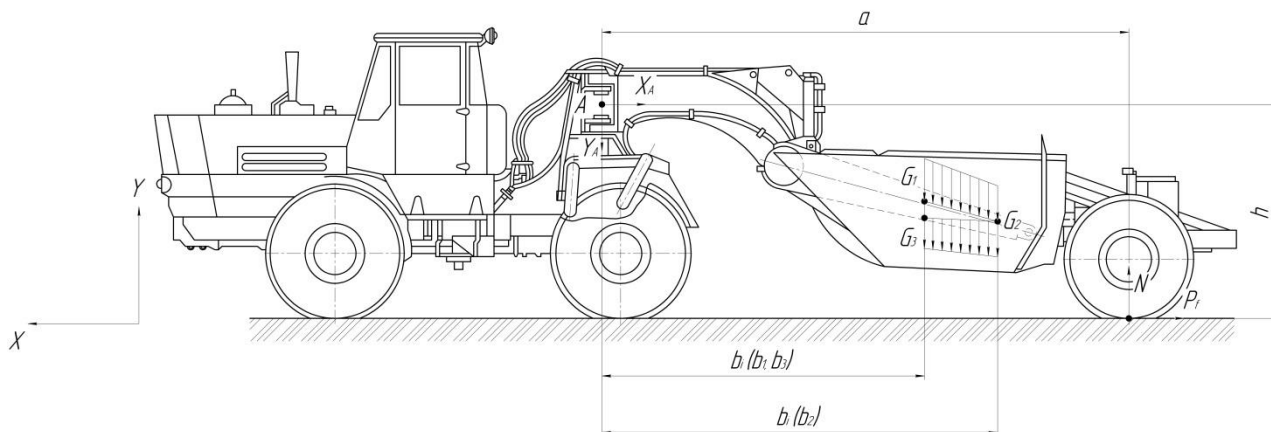


Рис. 1 – Плоская система сил, действующая на скрепер

Введем систему координат, ось абсцисс которой совпадает с направлением движения агрегата, и точку A , расположенную в шарнире седельно-сцепного устройства. В данной точке приложена реакция связи (тяговое усилие трактора), которую, для большей информативности, целесообразно разложить на две составляющие: X_A , которая эквивалентна тяговому усилию трактора на крюке и Y_A – сила, обеспечивающая догрузку заднего моста трактора за счет частичного переноса веса полунавесной машины.

Введем необходимые геометрические характеристики: a – расстояние от точки A до оси вращения колеса скрепера, м; b_i (b_1 , b_2 и b_3) – расстояния от точки A до точек приложения веса скрепера, характеризующих периоды его разгрузки.

Ввиду того, что данная система сил является плоской, условие ее равновесия выразится в виде:

$$\begin{cases} -X_A - P_f = 0 \\ -Y_A + N - G_i = 0 \\ G_i \cdot b_i - N \cdot a + P_f \cdot h = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Из данной системы уравнений получим:

$$X_A = P_f; \quad (2)$$

$$Y_A = G_i - \frac{G_i \cdot b_i + P_f \cdot h}{a}. \quad (3)$$

Для определения сопротивления качению одинарного колеса по несущей поверхности при установившемся режиме существует несколько зависимостей. Одна из них, которая наиболее полно отражает реальные условия взаимодействия колеса с поверхностью, имеет следующий вид [5]:

$$P_f = \frac{\gamma_{ш} \cdot u_{ш} \cdot \lambda_n \cdot h_{ш}^2}{4\pi r_\partial}, \quad (4)$$

где $\gamma_{ш}$ – коэффициент пропорциональности;

$u_{ш}$ – коэффициент, который определяет соотношение между работой, потраченной при одноразовом сжатии шины и за один ее оборот;

λ_n – жесткость шины;

$h_{ш}$ – нормальная деформация шины, м;

r_∂ – динамический радиус колеса, который может быть определен из зависимости:

$$r_\partial = 0,5D_o - h_{ш}, \quad (5)$$

где D_o – свободный диаметр колеса, м.

Нормальная деформация шины может быть определена по формуле Хейдекеля [27]:

$$h_{ш} = \frac{G_i}{2\pi p_{ш} \sqrt{r_o r_c}}, \quad (6)$$

где $p_{ш}$ – давление в шине, Па;

r_o – статический радиус шины, м;

r_c – радиус сечения шины, м;

$$r_c = \frac{b_o}{2}, \quad (7)$$

где b_o – ширина шины, м.

Коэффициент u_{uu} может быть определен по следующей зависимости:

$$u_{uu} = \frac{\pi h_{uu} (2r_o - h_{uu})}{\frac{r_o^2}{2} \left(\frac{\pi D_0}{180} - \sin \alpha \right)}, \quad (8)$$

где

$$\alpha = 2 \arccos \frac{r_o - h_{uu}}{r_o}. \quad (9)$$

Вес G_i грунта определится из зависимости:

$$G_i = \rho V g, \quad (10)$$

где ρ – плотность грунта, находящегося в ковше скрепера, кг/м³;
 V – объем призмы грунта, оставшегося в ковше в данном состоянии, м³
(определяется как сумма объемов элементарных трапеций, рассмотренных в работе [5]).

В таком случае полный вес скрепера определится как:

$$G = G_i + G_o, \quad (11)$$

где G_o – конструктивный вес скрепера, Н.

Результаты теоретических исследований.

Рассмотрим работу скрепера с грунтами I-III категории. Тогда результаты расчетов примут вид, представленный на рис. 2 и рис. 3.

Из зависимостей (рис. 2) можно сделать вывод, что ввиду наличия седельно-цепного устройства, происходит перераспределение веса скрепера, обеспечивающее незначительное формирование тягового усилия трактора. При этом величина X_A изменяется незначительно в ходе разгрузки, что говорит о ее несущественном влиянии на тягово-цепные свойства энергетического средства.

Из зависимостей (рис. 3) можно сделать вывод, что при разгрузке полунавесного скрепера осуществляется значительная разгрузка заднего ведущего моста трактора, что способствует снижению его тягово-цепных свойств. При этом зависимость является не монотонно убывающей, а представляет собой функцию, возрастающую при окончании второго состояния разгрузки ковша скрепера.

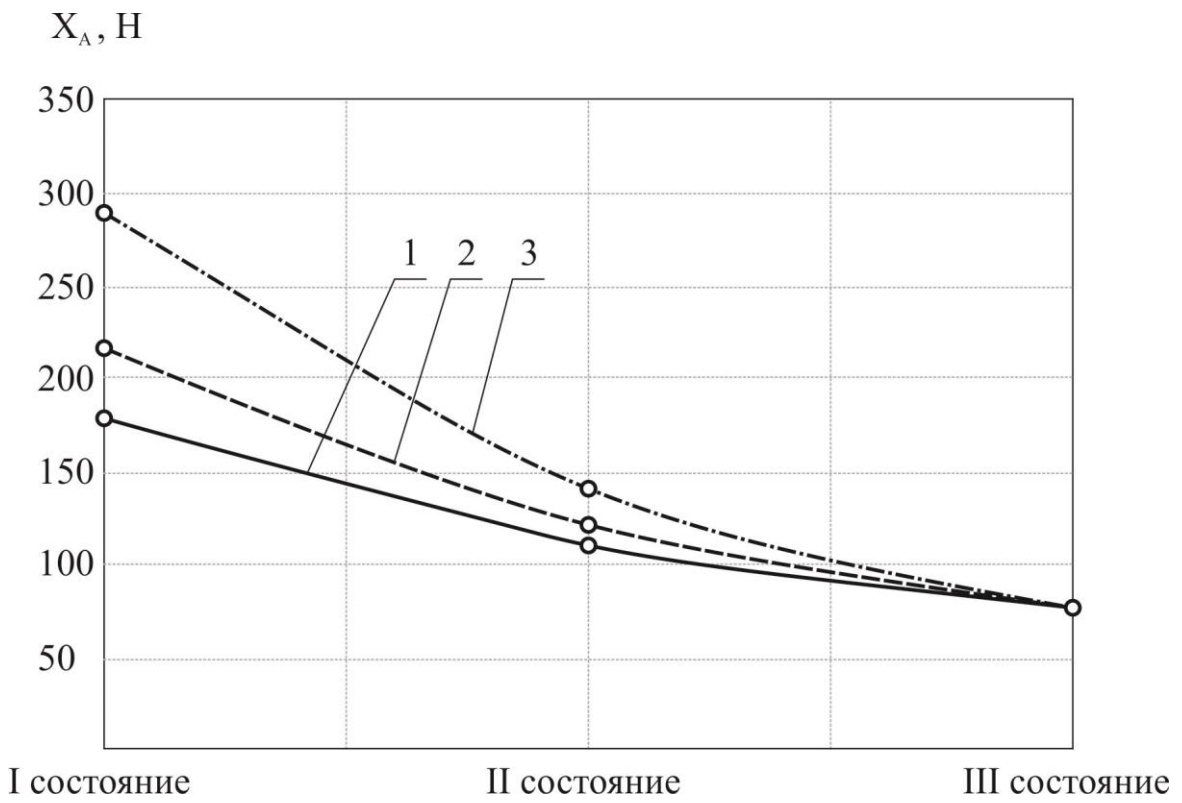


Рис. 2 – Зависимость значения реакции X_A от состояния разгрузки скрепера:
1, 2 и 3 – соответственно, I, II и III категория грунта

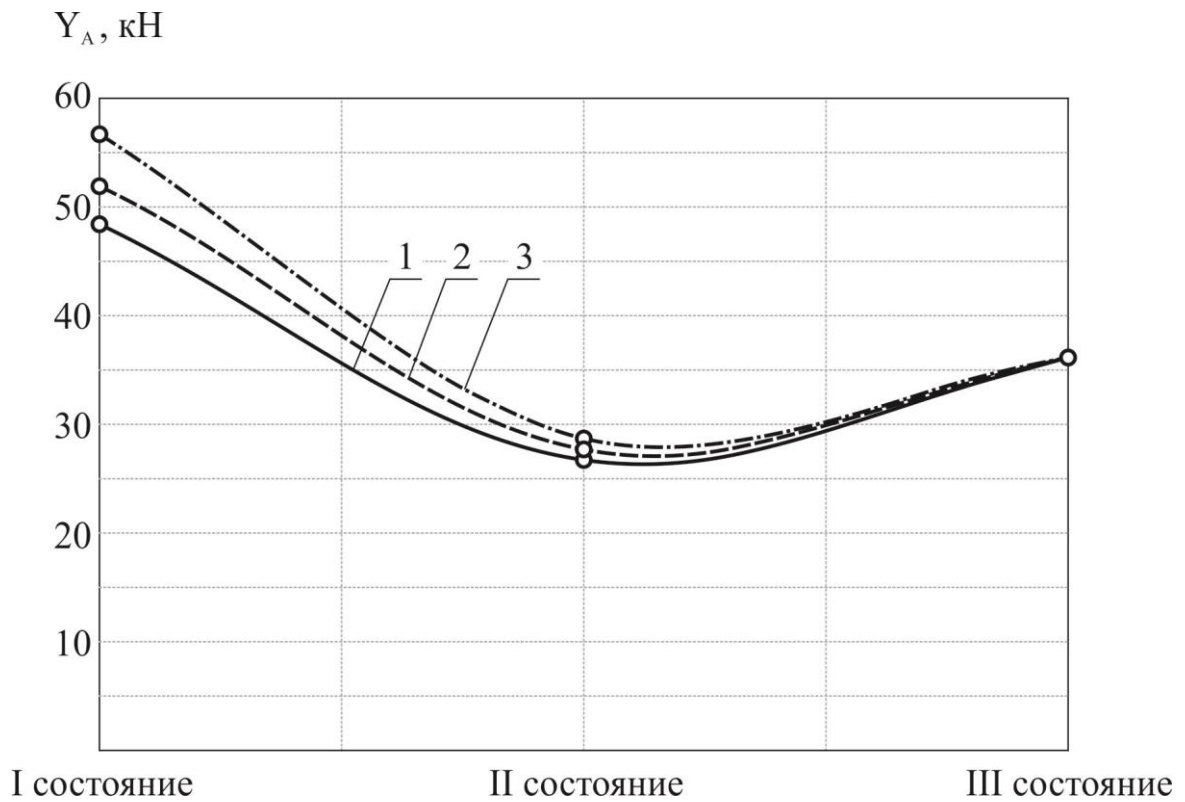


Рис. 3 – Зависимость значения реакции Y_A от состояния разгрузки скрепера.
Обозначения те же, что и на рис. 2

Выводы. При функционировании тягово-энергетического средства с полунавесной машиной переменной массы наблюдается передача части массы машины на заднюю ось трактора. При этом формируются две компланарные ортогональные силы, каждая из которых участвует в формировании тягово-энергетических показателей трактора. Сила, связанная с догрузением ведущих колес трактора (сила Y_A), является основной силой, а ее характер изменения не имеет монотонный убывающий характер.

Список литературы

1. Кутьков Г.М. Анализ источников генераций колебаний нагрузки на двигатель тракторов [Текст] / Г. М. Гуськов, В.С. Пучков, А.И. Холин // Тракторы и сельхозмашины. – 1975. – № 6. – С. 9 – 10.
2. Пучков В.С. Имитация тяговой нагрузки скоростных гусеничных тракторов тягового класса 3,0 [Текст] / В. С. Пучков // Труды ОНТИ НАТИ. – 1975. – Вып. 236. – С. 78 – 82.
3. Кутьков Г. М. Тяговая динамика тракторов [Текст] / Г. М. Кутьков. – М. : Машиностроение, 1980. – 216 с.
4. Болотин А. А. О характере нагрузки на двигатель и силовую передачу трактора [Текст] / А. А. Болотин. // Тракторы и сельхозмашины. – 1959. – №11. – С. 15 – 19.
5. Барский И. Б. Динамика трактора [Текст] / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М. : Машиностроение, 1973. – 280 с.

Анотація

АНАЛІЗ ФОРМУВАННЯ СИЛИ ТЯГИ ТРАКТОРА ПРИ ЙОГО РОБІТ В АГРЕГАТІ З НАПІВНАЧІПНИМ СКРЕПЕРОМ З УРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТІ РОЗВАНТАЖЕННЯ ОСТАННЬОГО

Калінін Є.І.

Проведено аналіз впливу вивантаження матеріалу з ковша напівначіпного скрепера, при представленні останнього як жорсткого твердого тіла змінної маси, на тягове зусилля тягово-енергетичного засобу, що входить до складу ГТМ.

Abstract

ANALYSIS OF TRACTOR TRACTION DURING ITS WORK IN UNITS WITH SEMI-MOUNTED SCRAPERS BECAUSE OF THE CHARACTER IT DISCHARGE

Y. Kalinin

The analysis of influence discharge of the transported material with semi-mounted scraper bucket, when presenting the latter as rigid bodies variable weight on traction force traction and power tools, part of the GTM.

КОЛІСНИЙ БІ-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ НАКОПИЧУВАЧ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Петров Л.М., к.т.н., Борисенко Т.М., аспірант

Одеський державний аграрний університет

Аналіз досліджень вітчизняних та зарубіжних авторів на даний час, дозволяє стверджувати, що в колісних рушійх не використовувалося накопичення енергії. Авторами розроблено метод накопичення такої енергії в пружному елементі. З цією метою було створено лабораторну установку.

Світова тенденція світових виробників транспортних засобів спрямована на вдосконалення тягово-транспортних засобів з метою підвищення тягових можливостей колісних рушійх. Нами, вперше, силовий потік між енергетичною установкою та опорною поверхнею здійснено за допомогою колісного рушія, при цьому силовий потік умовно виконаний у вигляді покриття змінної геометрії з обертанням по фазі якого накладають динамічне навантаження можливих нерівностей опорної поверхні.

Актуальність проблеми. Підвищення працездатності та забезпечення високого ККД мобільних енергетичних засобів, які працюють у важких умовах, світова тенденція пропонує застосовувати додаткові технологічні знаряддя. Методу застосування такого технологічного знаряддя, його розробки не існує, тому рішення проблеми являється актуальною.

Методика дослідження. Запропонований колісний рушій підпадає під дію двох енергій: кінетичної та потенціальної.

Кінетична енергія складається з двох складових:

T_1 – кінетична енергія пов'язаної з поворотом пружного важеля 1;

T_2 – кінетична енергія пов'язаної з рухом динамічної ваги 2.

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \dot{\phi}_1^2, \quad (1)$$

де $I_1 = m_1 \cdot i_x^2$ – момент інерції пружного важеля відносно осі обертання;
 m_1 – вага стержня; i_x – радіус інерції стержня.

Динамічна вага здійснює плоский рух. При цьому миттєвий осередок швидкостей знаходиться у точці контакту з гребінкою

$$T_2 = \frac{m_2 \cdot \dot{S}^2}{2} + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \omega_2^2, \quad (2)$$

де $\omega_2 = \frac{\dot{S}}{R}$ – кутова швидкість динамічної ваги;

$I_2 = \frac{m_2 \cdot R^2}{2}$ – момент інерції динамічної ваги.

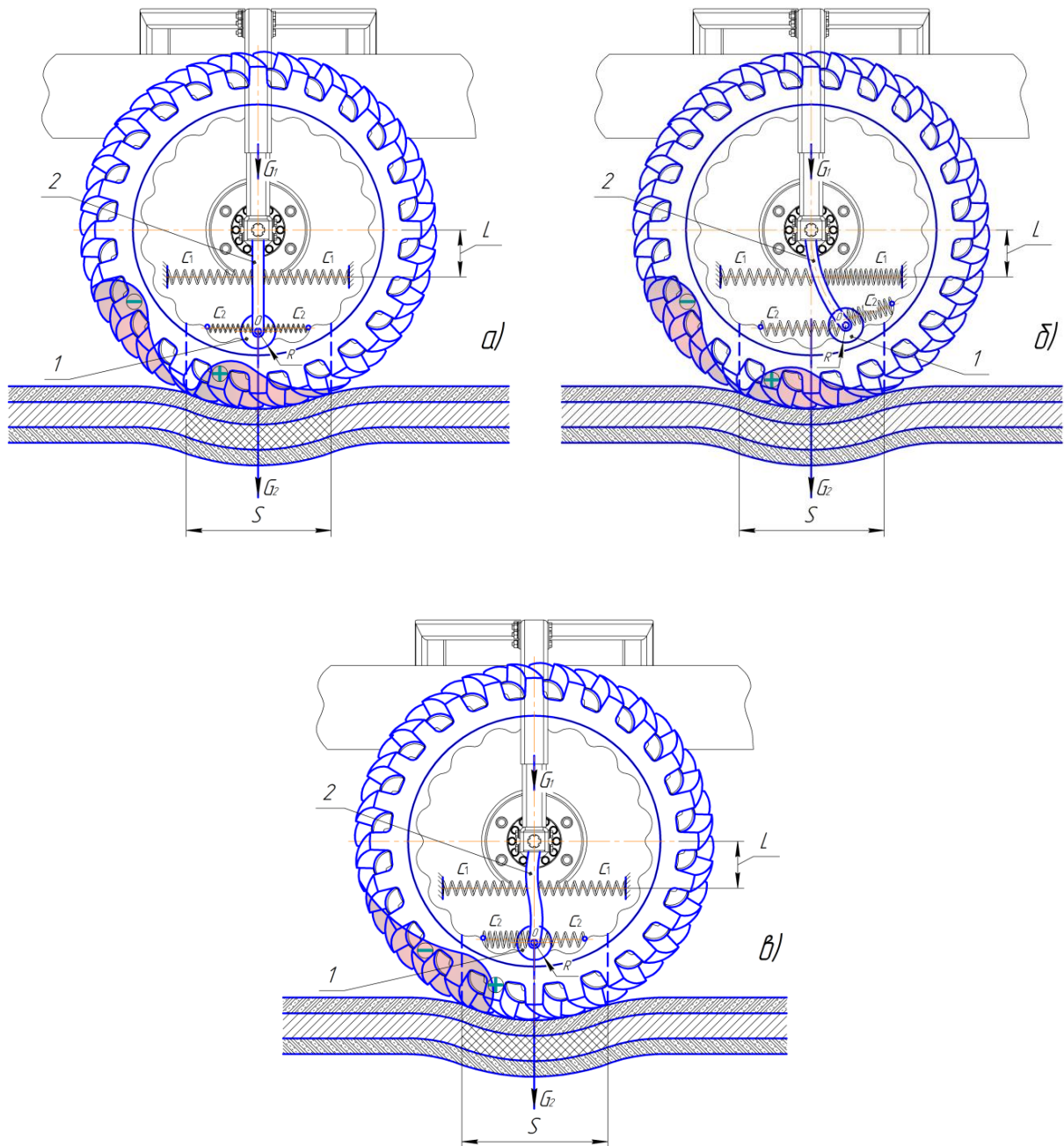


Рис. 1 – Колісний рушій з бі-енергетичним накопиченням, що має дві степені вільності – (а) положення з нульовим потенціалом енергії; (б) процес накопичення потенціальної енергії; (в) процес вивільнення потенціальної енергії; 1 – пружний важіль; 2 – динамічна вага.

За узагальнені координати приймемо:

φ – кут повороту пружного важеля 1;

c_1 – жорсткість пружного елемента;

c_2 – жорсткість взаємодії гребінки з динамічною вагою;

G_1 – гравітаційна вага від експлуатаційної ваги;

G_2 – гравітаційна вага від динамічної ваги;

S – переміщення центра колеса динамічної ваги 2 по дузі S .

Потенційна енергія бі-енергетичного колісного рушія обчислюємо як суму:

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2, \quad (3)$$

де Π_1 – потенційна енергія сил ваги;
 Π_2 – потенційна енергія деформованого важеля.

$$\Pi_1 = G_1 + h_1, \quad (4)$$

де $h_1 = L - L \cdot \cos \varphi$ – вертикальне переміщення осередків ваги стрижня 1, так як коливання малі, тому розкладаючи $\cos \varphi$ у ряд:

$$\cos \varphi = 1 - \frac{\varphi^2}{2} + \frac{\varphi^4}{4} - \dots \text{ обмежуємося двома першими членами:}$$

$$\cos \varphi \approx 1 - \frac{\varphi^2}{2}. \quad (5)$$

Тоді отримуємо

$$h_1 = L \left(\frac{\varphi^2}{2} \right) = \frac{L \cdot \varphi^2}{2}. \quad (6)$$

$h_2 = R - R \cdot \cos \left(\frac{S}{R} \right)$ – вертикальне переміщення осередку О, динамічної ваги 2.

$$\cos \left(\frac{S}{R} \right) \approx 1 - \frac{S^2}{R^2 \cdot 2}; \quad (7)$$

$$h_2 = R \left(1 - 1 + \frac{S^2}{R^2 \cdot 2} \right) = n \cdot \frac{S^2}{2R}; \quad (8)$$

$$\Pi_1 = G_1 \cdot \frac{L \cdot \varphi^2}{2} + G_2 \cdot \frac{S^2}{2R}. \quad (9)$$

Знаходимо потенційну енергію пружних елементів. Враховуючи, що в положенні покою пружні елементи не деформовані, отримуємо залежність.

$$\Pi_2 = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot c_1 \cdot \lambda_1^2 + \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot c_2 \cdot \lambda_2^2, \quad (10)$$

де $\lambda_1 = L \cdot \varphi$ – деформація пружини жорсткості c_1 ;
 $\lambda_2 = 2 \cdot R \cdot \varphi - S$ – деформація пружини жорсткості c_2 .

$$\begin{aligned} \Pi_2 = & \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot c_1 \cdot L^2 \cdot \varphi^2 + \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot c_2 \cdot (2R \cdot \varphi - S)^2 = \\ & \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot c_1 \cdot L^2 \cdot \varphi^2 + \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot c_2 \cdot (4R^2 \cdot \varphi^2 - 4RS \cdot \varphi + S^2) = \\ & \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot c_1 \cdot L^2 \cdot \varphi^2 + 2 \cdot c_2 \cdot R^2 \cdot \varphi^2 - 2 \cdot c_2 \cdot R \cdot S \cdot \varphi + c_2 \cdot S^2. \end{aligned} \quad (11)$$

Для бі-енергетичного колісного рушія рівняння Лагранжа II роду мають вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}; \quad (12)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{S}} \right) - \frac{\partial T}{\partial S} = - \frac{\partial \Pi}{\partial S}. \quad (13)$$

Обчислюємо похідні

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial S} = 0;$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = a_{11} \dot{\varphi} + a_{12} \cdot \dot{S}^2; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = a_{11} \cdot \ddot{\varphi} + a_{12} \cdot \ddot{S}; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = c_{11} \cdot \varphi + c_{12} \cdot S;$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{S}} = a_{22} \cdot \dot{S} + a_{12} \cdot \dot{\varphi}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{S}} \right) = a_{22} \cdot \ddot{S} + a_{12} \cdot \ddot{\varphi}; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial S} = c_{22} \cdot S + c_{12} \cdot \varphi.$$

Шляхом складних математичних перетворень отримуємо часне рішення рівнянь у вигляді:

$$\varphi = A_{\varphi} \cdot \sin(kt + \beta); \quad (12)$$

$$S = A_S \cdot \sin(kt + \beta). \quad (13)$$

де a_{11}, a_{12}, a_{22} – конструктивні параметри;
 A_{φ}, S_{φ} – амплітуди головних коливань;
 k – частота вільних коливань;
 β – початкова фаза коливань.

Рівняння, які визначають перше головне коливання:

$$\varphi_1 = A_{\varphi_1} \cdot \sin(kt + \beta_1); \quad (14)$$

$$S_1 = A_{S_1} \cdot \sin(kt + \beta_1). \quad (15)$$

Рівняння, які визначають друге головне коливання:

$$\varphi_2 = A_{\varphi_2} \cdot \sin(kt + \beta_2); \quad (16)$$

$$S_2 = A_{S_2} \cdot \sin(kt + \beta_2). \quad (17)$$

Загальне рішення диференціальних рівнянь представляє собою суму часних рішень:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = A_{\varphi_1} \cdot \sin(kt + \beta_1) + A_{\varphi_2} \cdot \sin(kt + \beta_2); \quad (18)$$

$$S = S_1 + S_2 = A_{S_1} \cdot \sin(kt + \beta_1) + A_{S_2} \cdot \sin(kt + \beta_2). \quad (19)$$

Результати досліджень. Згідно цих досліджень нами був розроблений та побудований для проведення експериментальних досліджень лабораторна установка транспортного засобу з колісним рушієм довантажений динамічною вагою рис. 2, 3.

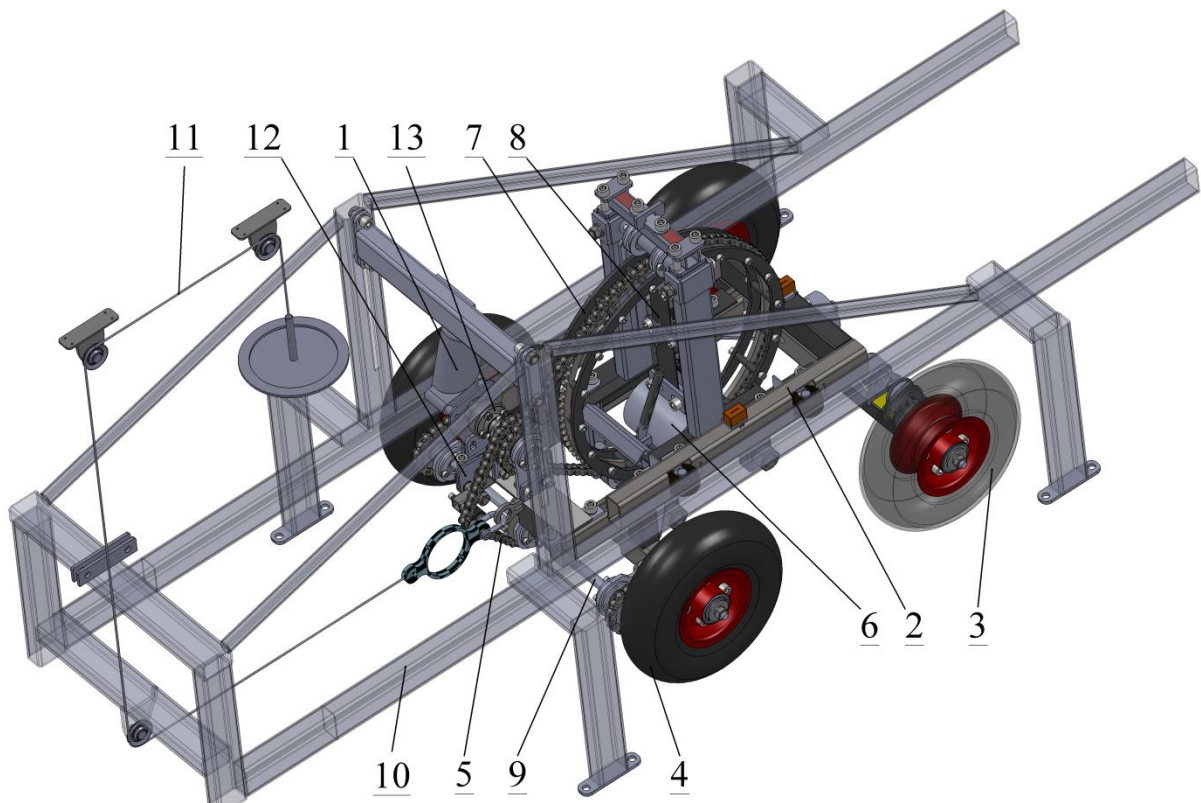


Рис. 2 – Макет лабораторної установки з колісним рушієм довантажений динамічною вагою: 1 – електродвигун; 2 – рама теліжки лабораторної установки; 3 – колесо відоме; 4 – привідне колесо; 5 – ланцюг; 6 – ваги динамічні; 7 – диск шаблон з імітаційними нерівностями; 8 – пружний елемент; 9 – привідна вісь коліс; 10 – направляюча рама лабораторної установки для підтримання прямолінійного руху; 11 – натяжна станція; 12 – натяжна станція привідного ланцюга лабораторної теліжки; 13 – напівмуфта приводу лабораторної теліжки.

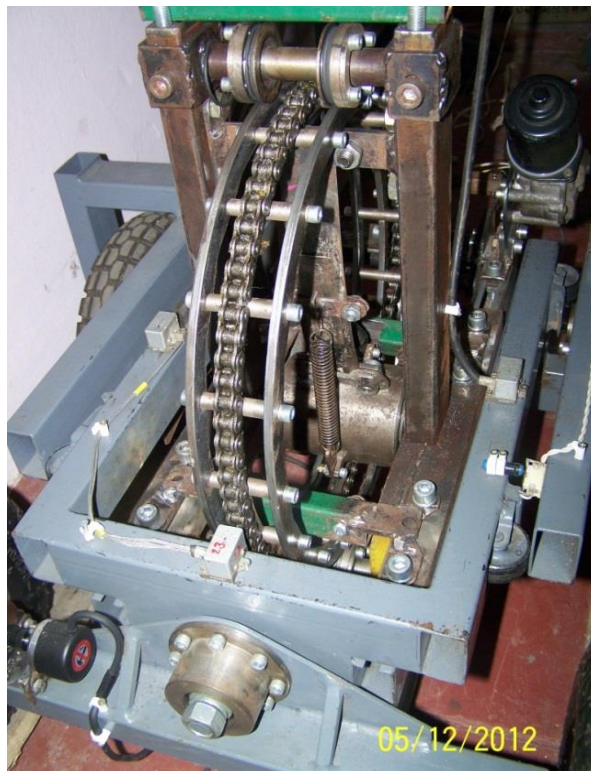


Рис. 3 – Загальний вигляд теліжки лабораторної установки з начіпним обладнанням для випробування ходової системи автомобіля

Список використаних джерел

1. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Часть 2. Динамика. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. школа, 1966. – 411 с.
2. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. – 3-е изд., стер. – СПб.: Лань, 2003. – 256 с.

Аннотация

КОЛЕСНЫЙ БИ-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ НАКОПИТЕЛЬ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Петров Л.Н., Борисенко Т.Н.

Анализ исследований отечественных и зарубежных авторов в настоящее время, позволяет утверждать, что в колесных движителях не использовалось накопления энергии. Авторами разработан метод накопления такой энергии в упругом элементе. С этой целью было создано лабораторную установку.

Abstract

WHEEL BI-ENERGY DRIVE VEHICLE

L. Petrov, T. Borisenco

Analysis of studies of national and international authors to present, suggests that the paddle wheels not used energy storage. The authors have developed a method of accumulation of energy in the elastic element. For this purpose he established a laboratory setting.

УДК 631.372

АНАЛІЗ РІЗНИХ ТИПОРІЗМІРІВ ШИН З ТОЧКИ ЗОРУ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАКТОРА ХТЗ-17221

Кучков В. В., аспірант

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

У даній роботі розглянуто аналіз декількох типорозмірів шин і отримані універсальні характеристики шин, по яким зроблені висновки по раціональності їх установки на трактор ХТЗ-17221 з метою підвищення його тягово-зчіпних властивостей.

Введення. Колісний сільськогосподарський трактор ХТЗ-17221 є одним із потужних тракторів, який випускається на сьогоднішній день ВАТ "ХТЗ ім. С. Орджонікідзе". Даний трактор користується великою популярністю в сільському господарстві серед аграріїв для виконання різних технологічних операцій з обробки ґрунту, а також для вирішення завдань по перевезенню

вантажів. Дана модель отримала своє широке поширення на території України та країн СНД завдяки своїм високим технічним характеристикам.

Прототипом даної моделі можна по праву вважати трактор ХТЗ-150К, який після суттєвої модернізації розширив модельний ряд тракторів і постав на світ у вигляді нової моделі ХТЗ-17221. Дана модель трактора постійно покращується і модернізується з позиції підвищення його техніко-економічних показників. Модернізація трактора заснована на зміні його конструктивних параметрів, таких як експлуатаційна вага, яка може змінюватися завдяки баластуванню, потужності двигуна, варіюванні передавальним числом трансмісії, застосуванні інших типорозмірів шин.

Відомо, що колісні трактори працюють на весняних польових роботах, коли ґрунт має підвищену вологість, що призводить до збільшення буксування коліс, втрати швидкості трактора і руйнування ґрунтового шару. Дослідження в області взаємодії колеса з ґрунтом дозволяє знайти раціональні способи зменшення коефіцієнта буксування. Таких способів декілька: вибір інших типорозмірів шин для конкретних властивостей ґрунту, зміна тиску повітря в шині, заливка води в шини (об'єм води, який міститься в шині, як правило, вказується виробниками в каталогах шин), застосування здвоєних і широкопрофільних коліс.

Аналіз публікацій. Визначення залежності дотичної сили тяги колеса від коефіцієнта буксування розглядалося в роботі [1].

Різні методики визначення дотичної сили тяги колеса, які застосовуються при розрахунку тягово-зчіпних властивостей трактора наведені в роботі [2]. У статті [3] представлена математична модель основних техніко-економічних показників (ТЕП) машинно-тракторного агрегату (МТА).

Мета і постановка задачі. Метою даної роботи є побудова та аналіз універсальної характеристики шини, а також обґрунтування вибору типорозміру шин для трактора ХТЗ-17221 з позиції підвищення тягово-зчіпних властивостей. Математична модель взаємодії колеса з ґрунтом наведена в роботах [1-3].

Математична модель. Модель взаємодії колеса з ґрунтом складена з використанням залежностей тягово-зчіпних властивостей рушія [1].

Максимальна по зчепленню колеса з опорною поверхнею дотична сила тяги:

$$P_{\text{кф}} = (C_c \cdot F + G_k \cdot \text{tg} \varphi_c), \quad (1)$$

де C_c – зсувні напруги;

F – площа поверхні контакту;

G_k – вертикальне навантаження на колесо;

$\text{tg} \varphi_c$ – коефіцієнт внутрішнього тертя ковзання.

Залежність дотичної сили тяги колеса від коефіцієнта буксування визначається з виразу [1]:

$$F_k = P_{k\phi} \cdot \left\{ 1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta)}{\delta \cdot L} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\delta \cdot L}{k_c \cdot (1 - \delta)}\right) \right] \right\}, \quad (2)$$

де k_c – коефіцієнт, що залежить від типу ґрунту, його щільності і характеризує наростання напруги в ґрунті;
 δ – коефіцієнт буксування колеса;
 L – довжина плями контакту колеса.

ККД ходової системи визначається за формулою:

$$\eta_{xc} = \frac{F_k - P_f}{F_k} \cdot (1 - \delta), \quad (3)$$

де P_f – сила опору коченню.

Коефіцієнт використання зчіпної ваги:

$$\varphi_{кр} = \frac{F_k - P_f}{G_k}. \quad (4)$$

Коефіцієнт навантаження на колесо:

$$K_{\Pi} = \frac{G_k}{Q} \cdot 100, \quad (5)$$

де Q – допустиме навантаження на колесо при відповідному внутрішньому тиску в шині.

Коефіцієнт деформації шини:

$$\Delta h = \frac{f}{H} \cdot 100, \quad (6)$$

де f – радіальна деформація шини;
 H – висота профілю шини.

Представлені залежності дозволяють проаналізувати ефективність процесу взаємодії колеса з ґрунтом при одночасному контролі допустимого навантаження і деформації колеса.

Аналіз результатів дослідження. В роботі аналізувалися шини: 23,1 R26; 28,1 R26; 23,1-30; 20,8 R34; 600/65 R38 з різними нормами слоїності, які у відповідності зі своїми технічними характеристиками (згідно ГОСТ-7463-80) можуть бути встановлені на трактор ХТЗ-17221 (табл. 1).

В якості агротехнічного фону обрана стерня колосових, ґрунт – середній суглинок.

Таблиця 1 – Параметри шин

| Шини | D, м | b, м | r _c , м | Q _{max} , кг | p _{max} , МПа | Q _{min} , кг | p _{min} , МПа | D _п , дюйм | n _c |
|-----------|-------|-------|--------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|----------------|
| 23,1 R26 | 1,605 | 0,587 | 0,725 | 3245 | 0,14 | 2850 | 0,11 | 26 | 10 |
| 23,1 R26 | 1,605 | 0,587 | 0,725 | 3610 | 0,17 | 2850 | 0,11 | 26 | 12 |
| 28,1 R26 | 1,615 | 0,714 | 0,722 | 3785 | 0,14 | 3300 | 0,11 | 26 | 12 |
| 28,1 R26 | 1,615 | 0,714 | 0,722 | 4245 | 0,17 | 3300 | 0,11 | 26 | 14 |
| 20,8 R34 | 1,735 | 0,528 | 0,788 | 3285 | 0,16 | 2720 | 0,11 | 34 | 10 |
| 600/65R38 | 1,757 | 0,590 | 0,792 | 4200 | 0,16 | 2730 | 0,06 | 38 | 12 |

В результаті досліджень були отримані універсальні характеристики розглянутих шин для трактора ХТЗ-17221. Всі отримані результати порівнювалися з базовими шинами 23,1 R26, які встановлені на тракторі, і аналізувалися з позиції підвищення тягово-зчіпних властивостей. Дані, наведені в табл. 2, відповідають точці максимального ККД ходової системи (див. рис. 1, точки А,Б).

В результаті аналізу було встановлено, що на даний трактор найбільш раціонально встановити шини 28,1 R26 або 600/65 R38, які мають кращі тягово-зчіпні властивості в порівнянні з базовими. Необхідно відзначити, що максимум ККД одиночного колеса буде досягнутий тільки при певному вертикальному навантаженні і відповідному коефіцієнті буксування.

Вибрані дві шини мають більшу пляму контакту з поверхнею, це дозволить знизити ущільнення ґрунту, що приведе до збільшення врожайності в місцях проходу трактора. Однак ущільнення ґрунту можна достовірно визначити лише експериментальним шляхом. Збільшення плями контакту, яке можна досягти при більш низькому тиску в шині або установкою широко профільних шин дозволяє знизити буксування коліс і підвищити силу тяги колеса. Це пояснюється більш енергетично вигідним співвідношенням дотичної сили тяги колеса і сили опору коченню, що проявляється в меншому заглибленні у ґрунт опорної частини шини.

В якості прикладу наведені універсальні характеристики шин (рис. 1), які побудовані в координатах корисної тягової сили колеса $F_{кр}$ і коефіцієнта буксування колеса δ . На універсальній характеристиці зображені криві навантаження на колесо G_k , ККД ходової системи $\eta_{ХС}$ з точкою максимуму, коефіцієнт використання зчіпної ваги $\phi_{кр}$.

Як видно з рис. 1.а, збільшення навантаження на колесо G_k підвищує силу тяги колеса $F_{кр}$. Проте навантаження на колесо не повинно перевищувати максимально допустиме значення при відповідному тиску повітря p у шині. Коефіцієнт буксування колеса δ , який може змінюватися в залежності від властивостей ґрунту, робить істотний вплив на ККД ходової системи $\eta_{ХС}$. При мінімальному тиску повітря 0,06 МПа максимум ККД колеса з шиною 600/65R38 спостерігається при буксуванні в межах 8-12% (рис. 1.а). Для шини 28,1 R26 при мінімальному тиску повітря 0,1 МПа максимум ККД колеса спостерігається при буксуванні в межах 9-14% (рис. 1.б).

Таблиця 2 – Параметри взаємодії різних шин з ґрунтом

| Параметри колеса з шиною 23,1 R26 (nc = 10) | | | | | |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|
| Тиск повітря в шині p , МПа | 0,1 | 0,12 | 0,14 | | |
| Коефіцієнт буксування колеса δ , % | 11,2 | 11,4 | 11,6 | | |
| Корисна тягова сила колеса $F_{кр}$, кН | 7 | 7,9 | 8,8 | | |
| Вертикальне навантаження на колесо G_K , кН | 17,5 | 19,5 | 21,5 | | |
| Максимум ККД ходової системи $\eta_{ХС}$ | 0,692 | 0,686 | 0,678 | | |
| Коефіцієнт використання зчпної ваги $\varphi_{кр}$ | 0,402 | 0,401 | 0,403 | | |
| Параметри колеса з шиною 23,1 R26 (nc = 12) | | | | | |
| Тиск повітря в шині p , МПа | 0,1 | 0,12 | 0,14 | 0,16 | |
| Коефіцієнт буксування колеса δ , % | 11 | 11,2 | 11,4 | 11,5 | |
| Корисна тягова сила колеса $F_{кр}$, кН | 10,5 | 11,7 | 12,9 | 14,2 | |
| Вертикальне навантаження на колесо G_K , кН | 25,5 | 28,3 | 31 | 34 | |
| Максимум ККД ходової системи $\eta_{ХС}$ | 0,687 | 0,678 | 0,671 | 0,664 | |
| Коефіцієнт використання зчпної ваги $\varphi_{кр}$ | 0,413 | 0,413 | 0,414 | 0,416 | |
| Параметри колеса з шиною 28,1 R26 (nc = 12) | | | | | |
| Тиск повітря в шині p , МПа | 0,1 | 0,12 | 0,14 | | |
| Коефіцієнт буксування колеса δ , % | 11,2 | 11,4 | 11,6 | | |
| Корисна тягова сила колеса $F_{кр}$, кН | 10,6 | 12,3 | 13,5 | | |
| Вертикальне навантаження на колесо G_K , кН | 26 | 30 | 33 | | |
| Максимум ККД ходової системи $\eta_{ХС}$ | 0,686 | 0,677 | 0,668 | | |
| Коефіцієнт використання зчпної ваги $\varphi_{кр}$ | 0,407 | 0,411 | 0,411 | | |
| Параметри колеса з шиною 28,1 R26 (nc = 14) | | | | | |
| Тиск повітря в шині p , МПа | 0,1 | 0,12 | 0,14 | 0,16 | |
| Коефіцієнт буксування колеса δ , % | 11,1 | 11,2 | 11,4 | 11,7 | |
| Корисна тягова сила колеса $F_{кр}$, кН | 13,2 | 15,1 | 16,7 | 18,3 | |
| Вертикальне навантаження на колесо G_K , кН | 32 | 36 | 40 | 44 | |
| Максимум ККД ходової системи $\eta_{ХС}$ | 0,682 | 0,675 | 0,665 | 0,656 | |
| Коефіцієнт використання зчпної ваги $\varphi_{кр}$ | 0,415 | 0,418 | 0,416 | 0,417 | |
| Параметри колеса з шиною 20,8 R34 (nc = 10) | | | | | |
| Тиск повітря в шині p , МПа | 0,1 | 0,12 | 0,14 | 0,16 | |
| Коефіцієнт буксування колеса δ , % | 10,3 | 10,6 | 10,8 | 11 | |
| Корисна тягова сила колеса $F_{кр}$, кН | 7,1 | 7,8 | 8,6 | 9,5 | |
| Вертикальне навантаження на колесо G_K , кН | 17,5 | 19 | 21 | 23 | |
| Максимум ККД ходової системи $\eta_{ХС}$ | 0,715 | 0,706 | 0,699 | 0,693 | |
| Коефіцієнт використання зчпної ваги $\varphi_{кр}$ | 0,406 | 0,406 | 0,408 | 0,410 | |
| Параметри колеса з шиною 600/65R38 (nc = 12) | | | | | |
| Тиск повітря в шині p , МПа | 0,06 | 0,08 | 0,1 | 0,12 | 0,16 |
| Коефіцієнт буксування колеса δ , % | 9,6 | 9,8 | 10 | 10,2 | 10,5 |
| Корисна тягова сила колеса $F_{кр}$, кН | 11,5 | 12,8 | 14,8 | 16 | 19,5 |
| Вертикальне навантаження на колесо G_K , кН | 27 | 30 | 34 | 37 | 45 |
| Максимум ККД ходової системи $\eta_{ХС}$ | 0,715 | 0,707 | 0,699 | 0,691 | 0,674 |
| Коефіцієнт використання зчпної ваги $\varphi_{кр}$ | 0,424 | 0,426 | 0,433 | 0,432 | 0,432 |

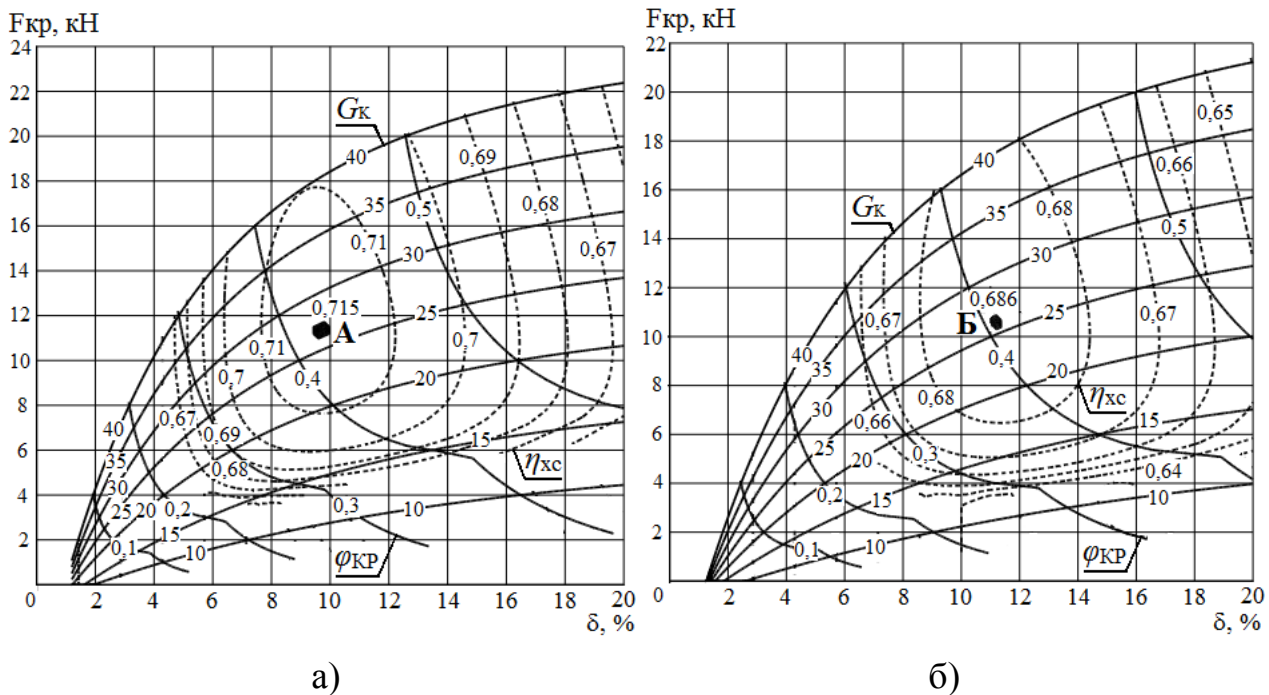


Рис. 1 – Універсальні характеристики шин: а) – шина 600/65R38 при тиску повітря 0,06 МПа, ($n_c = 12$); б) – шина 28,1 R26 при тиску повітря 0,1 МПа, ($n_c = 12$)

Як відомо, в експлуатації радіальна деформація шин повинна знаходитися в межах 20% від висоти профілю шини [4]. Недотримання таких технічних норм негативно впливає на термін служби шини. Побудовані універсальні характеристики (рис. 2) дозволяють визначити деформацію шини Δh і коефіцієнт навантаження на колесо K_{Π} в зоні високого значення ККД.

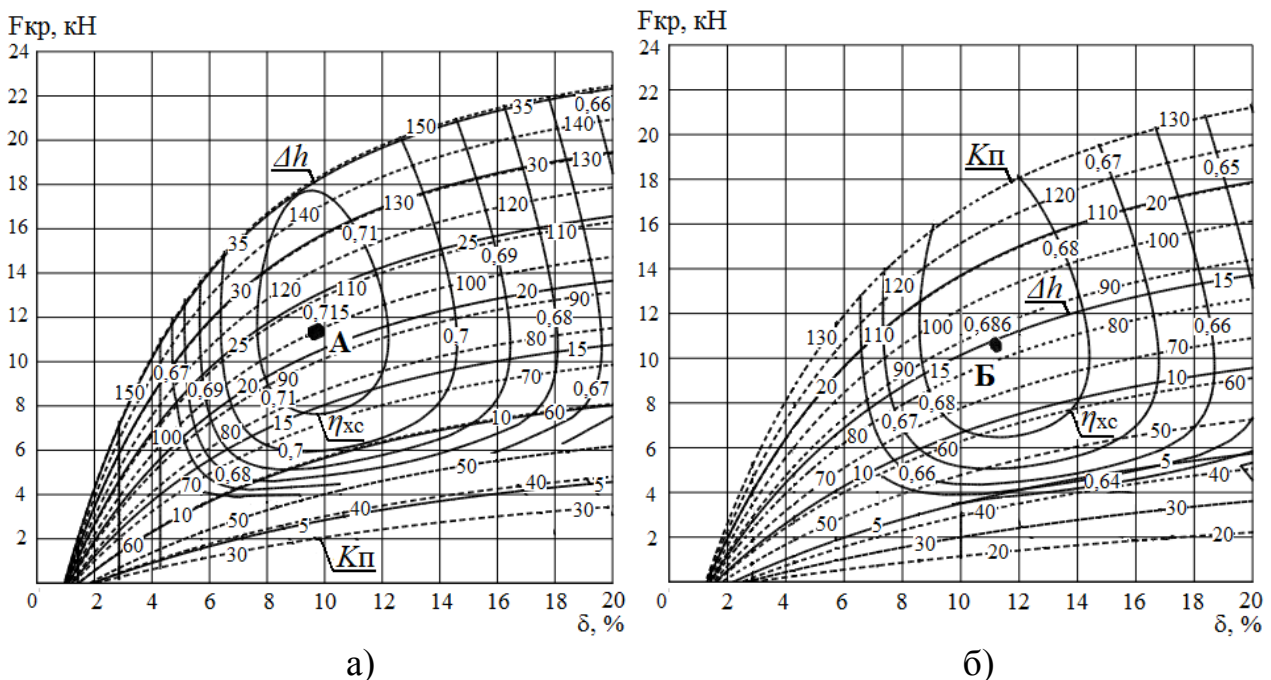


Рис. 2 – Універсальні характеристики деформації шин: а) – шина 600/65R38, ($n_c = 12$); б) – шина 28,1 R26, ($n_c = 12$)

Аналіз показує, що деформація шини 600/65R38 при навантаженні 100% становить близько 22% (рис. 2.а), а шини 28,1 R26 близько 18% (рис. 2.б), що дозволяє контролювати навантаженість шин по їх радіальній деформації.

Побудовані універсальні характеристики шин дозволяють раціонально вибрати типорозмір шин за критеріями ККД ходової системи $\eta_{ХС}$, буксування δ і корисної тягової сили $F_{КР}$. За характеристиками здійснено вибір кількох шин, які найбільш раціонально встановити на трактор ХТЗ-17221.

Висновки

1. Побудовані універсальні характеристики шин дозволяють раціонально вибрати типорозмір шин за критеріями ККД ходової системи $\eta_{ХС}$, буксування δ і корисної тягової сили $F_{КР}$.
2. Максимум ККД одиночного колеса для проаналізованих шин знаходиться при навантаженні 85-100% від допустимого при даному внутрішньому тиску в шині і спостерігається при буксуванні 8-12%, коефіцієнті використання зчіпної ваги 0,4-0,44. З підвищенням тиску максимум ККД знижується на 2-4% і зміщується в зону більш високого буксування.
3. Для кожної шини певного типорозміру можна досягнути максимальних тягово-зчіпних властивостей якщо забезпечити оптимальне радіальне навантаження і тиск. Оптимальні умови експлуатації відповідають коефіцієнту деформації шини 18-22%.
4. Трактор ХТЗ-17221 раціонально комплектувати шинами 28,1 R26 або 600/65R38, щоб підвищити його тягово-зчіпні властивості.

Список використаних джерел

1. Шепеленко Г.Н. Основы теории самоходных машин. – Х. : Основа, 1993. – 216 с.
2. Ребров А.Ю., Кучков В.В. Анализ аналитических зависимостей для определения коэффициента буксования тракторных шин. Вісник НТУ «ХП». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП». – 2012. – № 64. – С. 22–25.
3. Самородов В.Б. Ребров А.Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА. Вісник НТУ «ХП». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП». – 2008. – № 58. – С. 11–20.
4. Машиновикористання та екологія довкілля: Підручник/ Головчук А.Ф., Лімонт А.С., Бондаренко М.Г. За ред. А.Ф. Головчука. – К. : Грамота, 2007. –с. 360; іл. – Бібліогр.: с.354.

Аннотация

АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОРАЗМЕРОВ ШИН С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРА ХТЗ-17221

Кучков В.В.

В данной работе рассмотрен анализ нескольких типоразмеров шин и полученные универсальные характеристики колеса, по которым сделаны выводы по рациональности их установки на трактор ХТЗ-17221 с целью повышения его тягово-сцепных свойств.

Abstract

ANALYSIS OF DIFFERENT TYPES OF TIRES IN TERMS OF INCREASED TRACTION CHARACTERISTICS FOR TRACTORS KHTZ-17221

V. Kuchkov

In this paper the analysis of several types of tires and wheels received universal characteristics, the conclusions are made on the rationality of their installation on the tractor KhTZ-17221 in order to improve traction characteristics.

УДК 631.17, 004.9

ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАССА 30кН ТИПА ХТЗ-17022

**Антощенко Р. В., к.т.н., доц. Антощенко В. М., к.т.н.,
доц. Голубничий М. А., студ., Шаповалов Д. І.**

*Харківський національний технічний університет
сільськогосподарства імені Петра Василенка*

В работе предложено установить на трактор тягового класса 30 кН электромеханическую трансмиссию для повышения технико-экономических показателей трактора

Вступление. Тракторы с традиционной механической трансмиссией имеют ряд недостатков, в виде:

- буксования при движении и выполнении технологических операций, невозможностью бесступенчато регулировать скорость движения в заданных диапазонах;
- неравномерный износ цилиндропоршневой группы двигателя, вследствие разных режимов работы двигателя, что предполагает более частый ремонт двигателя.

Поэтому предлагается применить электромеханическую трансмиссию, которая обладает рядом преимуществ перед другими трансмиссиями. Многолетняя эксплуатация автомобилей БелАЗ, в которых применяется такая трансмиссия, показала свою надёжность и эффективность. При перевозке огромных грузов эти машины проезжают миллионы километров. Это обусловлено работой двигателя в оптимальных условиях, что продлевает его срок эксплуатации и наработки на отказ.

Применение электродвигателей в мобильных машинах способствовала надёжность, простота в обслуживании и экологичность. Это дало толчок к развитию новой ветви развития автомобилестроения – гибриды. Они обладают высокими динамическими характеристиками, низким расходом топлива, большим запасом хода.

Использование электромеханической трансмиссии позволит решить

следующие проблемы:

- буксование движителей во время движения и разгона;
- повышение КПД;
- экономии топливо-смазочных материалов;
- надёжности;
- упростит его техническое обслуживание.

Анализ достижений и последних публикаций. Анализ мировых тенденций развития транспортных систем показывает, что совершенствование техники осуществляется в направлении энергосбережения, ресурсосбережения и создания машин с экологически безопасными параметрами.

Основным критерием создания новой отечественной транспортной техники становится её конкурентоспособность по отношению к традиционным и гибридным транспортным средствам зарубежных производителей. Из анализа множества альтернативных вариантов следует создать экологически чистое, конкурентоспособное транспортное средство с использованием комбинированной энергоустановки (КЭУ) на базе двигателя внутреннего сгорания, генератора, тягового электропривода с буферным накопителем. В комбинированных энергоустановках удаётся совместить положительные свойства отдельных источников: высокую удельную энергию источника энергии и высокую удельную мощность буферного источника. Приоритетными являются комбинированные энергоустановки с тепловыми двигателями, а в перспективе – энергоустановки на основе топливных элементов. Эффективность применения КЭУ с буферным накопителем, в принципе, тем выше, чем чаще повторяются разгоны и торможения в типовом движении транспортного средства [1, 2].

Теория силового потока (ТСП), основанная на принципах закона сохранения энергии (рис. 1), рассматривает однонаправленную её передачу от источника к потребителю в форме мощностного фактора. Так как развиваемый двигателем момент и потребляемая от источника энергия автоматически меняются с изменением условий работы и величины сопротивления движению, представляется целесообразным введение понятия встречного силового потока сопротивления движению (потока реакции «опоры»). В предлагаемом аспекте в передающей системе функционируют два силовых потока – движущий и поток сопротивления движению, силовые факторы которых имеют аналогичные названия и обозначения [3].

Рассмотрение упрощённой схемы взаимодействия отдельных элементов передающей системы позволяет одновременно определить «функциональные» понятия их основных характеристик.

Так как основными назначениями электродвигателя являются создание вращающего момента и реализация движения исполнительного механизма за счет энергии вырабатываемой в преобразовательном устройстве тягового электропривода (ТЭП), то воздействие электродвигателя на исполнительный механизм может быть представлено мощностным движущим потоком и соответствующими ему силовым и скоростным факторами. Реакция исполнительного механизма на величину скоростного фактора определяется

механической характеристикой исполнительного механизма в форме зависимости $M_c(\omega)$ или $F_c(v)$. Обратное воздействие силового фактора M_c на электродвигатель определяет функциональную зависимость $\omega_{эд}(M_{эд})$, соответствующую механической характеристике электродвигателя.

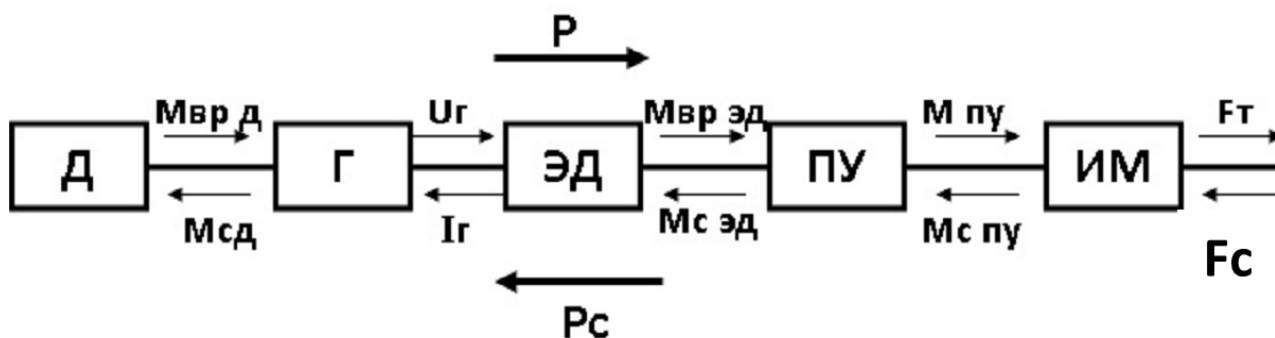


Рис. 1 – Структурная схема теории энергетических потоков:

P и P_c – мощностные факторы движущего потока и потока сопротивления движению; $M_{вр}$ и F_t – силовые факторы движущего потока; M_c и F_c – силовые факторы потока сопротивления движению

Одновременно имеет место регулирование скорости движения водителем (автоматом), осуществляемое независимо от величины нагрузки. Принципиальное отличие данного процесса регулирования скорости тяговых электродвигателей (второго характерного процесса в замкнутой системе) от процесса изменения параметров с целью формирования новой механической характеристики заключается в возможности получения различных значений скорости ЭД при постоянном значении величины момента сопротивления. Воздействие водителя при этом является внешним воздействием.

Цель и поставленная задача: Целью работы является необходимость улучшения тягово-экономических и энергетических показателей трактора.

Решение задачи. В основу построения функциональной схемы ТЭП трактора может быть положена схема состоящая из трёх основных частей:

- силовой цепи ТЭП, энергетического блока и блока вспомогательного оборудования;
- силовая цепь ТЭП включает в себя электронный блок управления, силовой электронный блок, электрическую машину, механическую трансмиссию и колёса.
- энергетический блок содержит основной источник энергии, дополнительный источник энергии и блок управления энергией [4].

Наиболее перспективными исполнениями ТЭП являются приводы переменного-постоянного и переменного тока, упрощённые структурные схемы которых представлены на рис. 2.

Элементами силовой цепи структурной схемы ТЭП переменного-постоянного тока являются тепловой двигатель (Д), редуктор (Р), синхронный генератор (СГ), выпрямитель (В), тяговый двигатель постоянного тока (ДПТ) и колесо.

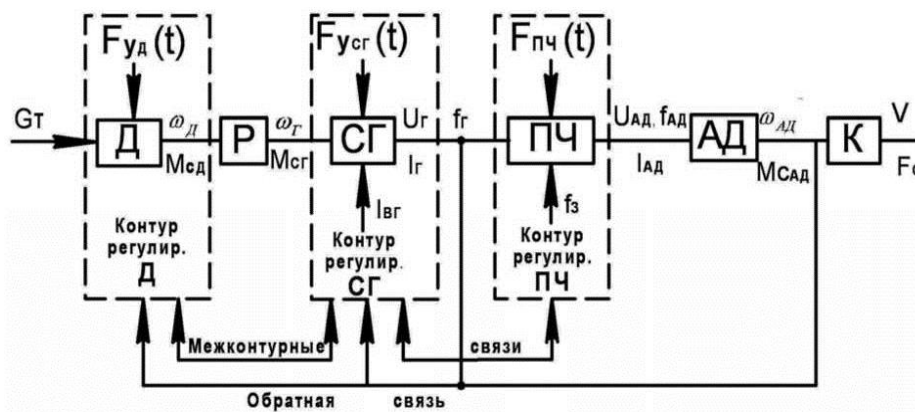


Рис. 2 – Структурная схема электропривода

В аналогичной осевой цепи структурной схемы ТЭП переменного тока (дополнительно к отмеченным выше элементам) представлены преобразователь частоты (ПЧ) и асинхронный двигатель (АД).

В структурной схеме показаны (в общем виде) контуры регулирования основных компонентов силовой цепи с входными сигналами внешних управляющих воздействий и межконтурных связей, а также обратных связей по скоростному и силовому факторам мощностных потоков.

ТЭП может быть выполнен на постоянном, переменном-постоянном и переменном токе. Силовая цепь ТЭП постоянного тока имеет генераторы и тяговые двигатели постоянного тока.

ТЭП переменного-постоянного тока – тяговые двигатели постоянного тока, питание которых осуществляется от генераторов переменного тока через полупроводниковые выпрямители. В ТЭП переменного тока применяются генераторы и тяговые двигатели переменного тока, скорость которых регулируется статическими преобразователями частоты.

Тяговые электродвигатели имеют высокий КПД [5, 6] в широком диапазоне оборотов (рис. 3).

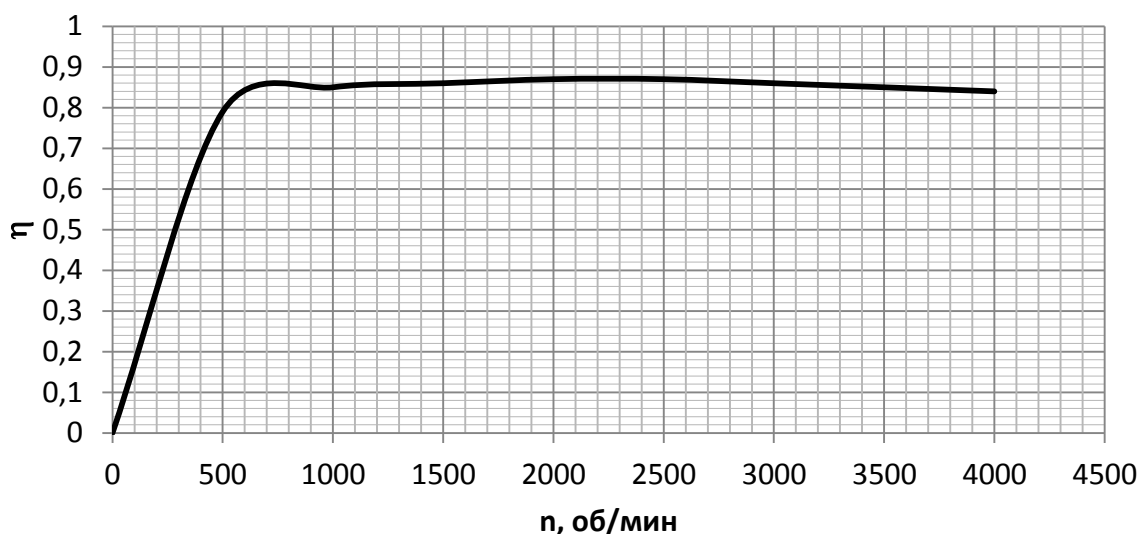


Рис. 3 – График зависимости КПД от скорости тягового асинхронного двигателя трактора

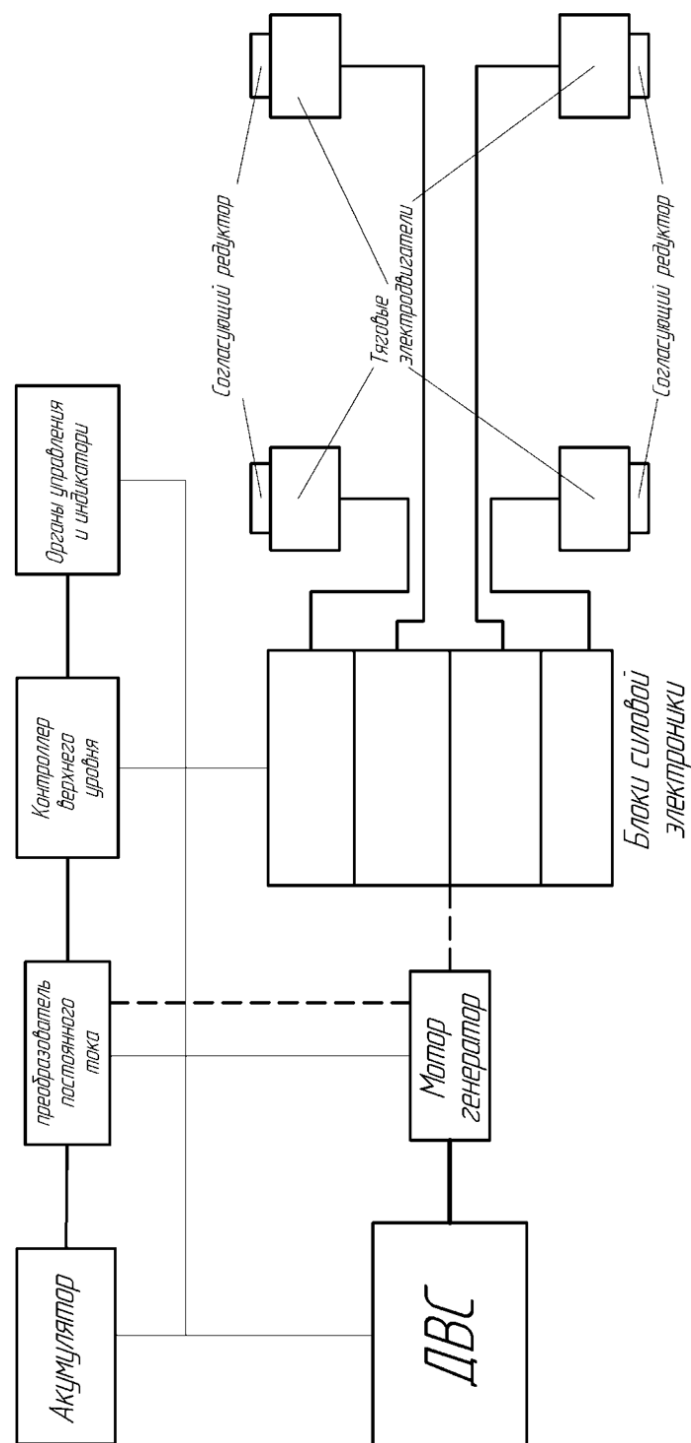


Рис. 4 – Структурная схема электромеханической трансмиссии трактора ХТЗ-17022

Преимущества, достигнутые в тракторе с комбинированной электромеханической трансмиссией: **эффективная, простая и надёжная бесступенчатая автоматическая трансмиссия**; всего два режима, выбираемых вручную (поле или дорога); автоматическое переключение фрикционной муфтой, обеспечивающей эффективный разгон на транспорте; возможность работы с высоким КПД во всём диапазоне скоростей движения; эффективное управление режимами работы дизеля в зависимости от потребляемой мощности; наличие режимов **электроторможения с передачей энергии движения в дизель**; система удержания трактора на подъёме и спуске;

возможность точного перемещения на заданное малое расстояние; эффективное жидкостное охлаждение электрических машин и силовой электроники [5].

Преимущества с точки зрения комфорта и удобства управления движением: **простота и удобство органов управления коробкой передач**; наличие нескольких режимов управления трансмиссией; задание скорости движения от педали; задание скорости движения от джойстика с возможностью грубой и точной настройки; удержание трактора на месте с возможностью управлять в этом режиме оборотами дизеля от педали; точное поддержание скорости трактора благодаря наличию GPS; возможность автоматического и принудительного управления оборотами дизеля при работе с ВОМ; **лёгкость изменения направления движения**.

Для трактора ХТЗ-17022 предлагаем использовать электромеханическую трансмиссию (ЭМТ) структурная схема которой изображена на рис. 4.

Были проведены теоретические исследования механической и ЭМТ в программах MatLab и Simulink. Результаты исследования были сведены в табл. 1. Из результатов можно сделать вывод, что трактор с электромеханической трансмиссией имеет более высокую производительность и меньший расход топлива по сравнению с трактором с традиционной механической трансмиссией.

Таблица 1 – Результаты испытания трактора ХТЗ-17022 с механической и электромеханической трансмиссией

| Показатель | Значения | |
|-------------------------------------|--------------------|-----------------------------------|
| | Базовой вариант | С электромеханической трансмиссии |
| Марка машины | ХТЗ-17022+ПЛН-5-35 | |
| вид работы | вспашка | |
| тип грунта по механическому составу | Чернозём суглинок | |
| рельеф | плоский | |
| Площадь поля, га | 126 | |
| длина гона | 1012 | |
| Рабочая скорость, м/с | 2,3 | 2,4 |
| Производительность, га/ч: | | |
| основного: | 1,78 | 1,9 |
| технологического | 1,47 | 1,6 |
| Погектарный расход топлива, кг/га | 22,6 | 18 |

Выводы

Применение электрической трансмиссии в тракторах имеет много преимуществ. Особенно это касается мощных, энергонасыщенных тракторов. В таких тракторах обычная механическая трансмиссия сложна и дорога, особенно в производстве.

В механической коробке мощных тракторов число передач доходит до нескольких десятков. Не менее сложным является управление такой трансмиссией та трактором в целом. Электромеханическая трансмиссия полностью решает эту проблему, позволяя бесступенчато регулировать скорость движения и момент.

Это однозначно свидетельствуют в пользу применения в тракторах более надёжной, не требующей больших эксплуатационных затрат, имеющей большой ресурс и, следовательно, более перспективной электромеханической трансмиссии.

Список использованных источников

1. Исаков П.П. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов [Текст] / П. П. Исаков, П. Н. Иванченко, А. Д. Егоров – Л.: Машиностроение, 1981. – 302 с.
2. Исаков П. П. Трактор ДЭТ-250 и его модификации [Текст] / П. П. Исаков, И. С. Кавъяров, В. С. Большухин – М.: Машиностроение, 1975. – 424 с.
3. Изосимов Д. Б. Городской маршрутный автобус ЛИАЗ 5292ХХ с комбинированной энергоустановкой. Часть II. Стендовые испытания комплекта тягово-энергетического оборудования автобуса ЛИАЗ 529ХХ [Текст] / Д. Б. Изосимов, С. В. Журавлев, С. В. Байда, А. А. Белоусов // Журнал: Электротехника. – №8, 2009 г. – С. 2 – 7.
4. Флоренцев С. Н. Тяговый электропривод в гибридных транспортных средствах. Идеология проектирования комплектного тягово-энергетического оборудования для гибридных транспортных средств [Текст] / С. Н. Флоренцев, Д. Б. Изосимов // Журнал: Электронные компоненты. – ч. 1. №11, 2009. – С. 13-18. – ч. 2, №12, 2009. – С. 69 – 73.
5. Флоренцев С. Н. Тяговый электропривод в гибридных транспортных средствах. Часть 3. Разработки КТЭО для гибридных транспортных средств в концерне «РУСЭЛПРОМ» [Текст] / С. Н. Флоренцев, Д. Б. Изосимов и др. // Электронные компоненты. – № 1, 2010. – С. 62 – 65.
6. Florentsev S. N. Traction Electric Equipment Set for AC Electric Transmission Various Vehicles // Proceedings of International Exhibition & Conference “Power Electronics, Intelligent Motion. Power Quality(PCIM-2009). 12 – 14 May 2009. Nuremberg.Germany. – P. 625 – 627.

Анотація

ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАСУ 30кН ТИПУ ХТЗ-17022

Антощенко Р.В., Антощенко В.М., Голубничій М.А., Шаповалов Д.І.

У роботі запропоновано встановити на трактор тягового класу 30 кН електромеханічну трансмісію для підвищення техніко-економічних показників трактора

Abstract

INCREASED TECHNICAL AND ECONOMIC RATE OF TRACTORS 30KN TYPE XT3-17022

R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, M. Golubnichiy, D. Shapovalov

Proposed in this paper installed on tractors of 30 kN electromechanical transmission to improve the technical and economic performance of the tractor

УДК 631.3.5

КОРОТКОЧАСНА ОДНОКРАТНА КОРЕКЦІЯ САК

Єсіпов О.В., к.т.н., доц., Поляшенко С.О., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Українець О.С., студент

Оцінена точність руху МТА при міжрядної обробці просапних культур, яка характеризується ймовірністю виходу робочих органів за допустимі агротехнічні межі по захисній зоні, при короткочасній однократній корекції.

Вступ. Для підвищення якості виконання технологічних операцій з догляду за посівами цукрового буряка необхідно обробляти не менше 80% площі міжрядь, при припустимому до 3%, агротехнічними вимогами вирізанні культурних рослин. Це може бути досягнуто, в основному, за рахунок удосконалення системи авто водіння МТА, зокрема її корекції (напівавтоматичного керування) водієм щодо оброблюваного рядка посівів цукрового буряка.

При напівавтоматичному керуванні МТА корекція водієм положення робочих органів культиватора щодо трактора здійснюється через диференціальний механізм, що підсумовує дії системи автоматичного керування і водія.

При русі МТА з САК можлива короткочасна однократна корекція положення робочих органів культиватора щодо рядка цукрового буряка, викликана наїздом на перешкоду, відхиленнями прямолінійності рядка великої амплітуди з малою частотою і т.д. Для даного випадку необхідно оцінити точність САК, тобто якість функціонування при випадкових збурюючих факторах короткочасного одноразового дії.

При вирішенні даної задачі якість функціонування САК буде задовольняти агротехнічним вимогам на міжрядний обробіток цукрових буряків, тобто САК збереже працездатність, якщо поперечне відхилення робочого органу культиватора (вихідний параметр) $\Delta_{z(t)}$ від номінального значення z_K знаходиться в допустимій області

$$\alpha \leq \Delta z(t) \leq \beta, \quad (1)$$

де α, β – межі працездатності: $\alpha < 0, \beta > 0$.

У загальному випадку похибка САК при короткочасній одноразовій корекції є випадковою величиною, внаслідок чого ефективність даної системи також є випадковою величиною. Повна ймовірність виконання САК поставленого завдання в момент часу t перебуває у вигляді математичного очікування функції ефективності

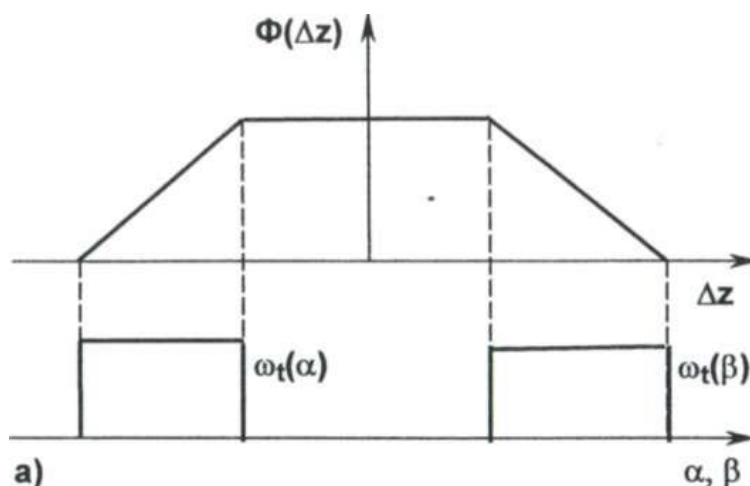


Рис. 1 – Математичне очікування функції ефективності

$$\Phi(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi(\Delta z/t) f(\Delta z/t) d\Delta z, \quad (2)$$

де $\Phi(\Delta z/t)$ – ймовірність виконання САК функціональної задачі в момент t ;
 $f(\Delta z/t)$ – щільність ймовірності похибки САК в момент t ;
 Δz – похибка функціонування САК.

Відповідно до операційної технологією обробітку цукрових буряків [1] при різній засміченості поля можна прийняти, що кордони області працездатності системи (1) у загальному випадку є випадковими величинами з деякою спільною щільністю ймовірності $\omega_t(\alpha, \beta)$ [2]. Тоді по всіх можливих значень меж області працездатності ймовірність виконання САК цільової задачі за якістю міжрядної обробки математичне очікування рішення поставленої задачі записується у вигляді

$$\Phi(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^0 \int_{0}^{\infty} f(\Delta z/t) \omega_t(\alpha, \beta) dz d\alpha d\beta, \quad (3)$$

де $\omega_t(\alpha, \beta)$ – щільність ймовірності системи в межах α і β .

Для випадку короткочасного одноразового впливу на САК при її ручної корекції ймовірність виконання системою поставленої задачі (функція ефективності) визначається залежністю [3,4]:

$$\Phi(\Delta z/t) = \begin{cases} \Phi_\alpha(\Delta z/t) = \int_{-\infty}^{\Delta z} \omega_t(\alpha) d\alpha \rightarrow npu \rightarrow \Delta z \leq 0, \\ \Phi_\beta(\Delta z/t) = \int_{\Delta z}^{\infty} \omega_t(\beta) d\beta \rightarrow npu \rightarrow \Delta z > 0, \end{cases} \quad (4)$$

де $\omega_t(\alpha), \omega_t(\beta)$ – відповідно щільності ймовірності нижньої і верхньої меж області працездатності.

Диференціюючи функцію (4) за значеннями похибки Δz отримуємо

$$\omega_t(\alpha) = \left. \frac{d\Phi(\Delta z/t)}{d\Delta z} \right|_{\Delta z=\alpha}; \quad \omega_t(\beta) = \left. \frac{d\Phi(\Delta z/t)}{d\Delta z} \right|_{\Delta z=\beta}. \quad (5)$$

Взаємозв'язок функції ефективності роботи САК (4) при короткочасній одноразовій ручній корекції з щільностями ймовірності (5) і меж області її працездатності ілюструють залежності, наведені на рис. 2.

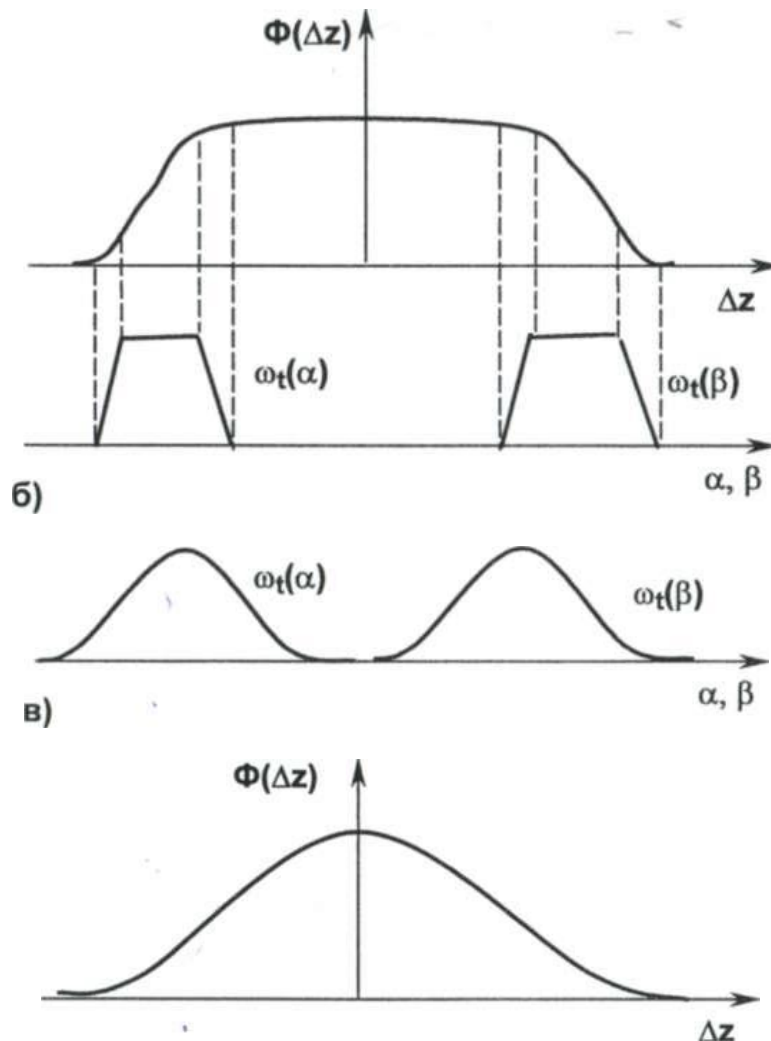


Рис. 2 – Зв'язок між функцією ефективності $\Phi(\Delta z)$ роботи САК при короткочасній одноразовій ручній корекції і меж області працездатності захисної зони оброблюваного рядка $\omega_t(\alpha)$ і $\omega_t(\beta)$ при законах розподілу: а – рівномірний; б – трапецеїдальний; в – нормальний.

Висновок: Аналізуючи залежності (4), (5) і рис. 2 можна зробити висновок, що для практичних розрахунків точність руху МТА з САК при короткочасній одноразовій ручній корекцією може бути оцінена при рівномірному розподілі меж захисної зони оброблюваного рядка цукрового буряка.

Більш складна взаємозв'язок між функцією ефективності $\Phi(\Delta z)$ системи та області працездатності при короткочасній багаторазової ручної корекції САК.

Список використаних джерел

1. Операционная технология возделывания сахарной свеклы / Глуховский В.С., Зуев Н.М., Забаштанский С.А. и др.; Сост. Глуховский В.С., Зуев Н.М.– К.: Урожай, 1988.– 240 с.
2. Венцель Е.С. Теория вероятностей.– М.: Наука, 1969.–576 с.
3. Савин С.К. Оценка качества функционирования сложных технических систем с учетом характеристик точности // Изв. АН СССР.–Техническая кибернетика, 1980.–№5.–С. 209-213.
4. Козлов Б.А., Ушаков И.В. Справочник по расчету надежности аппаратуре радиоэлектроники и автоматики.– М.: Сов. радио, 1975.– 472 с.

Аннотация

КРАТКОВРЕМЕННАЯ ОДНОКРАТНАЯ КОРРЕКЦИЯ САУ

Есипов А.В., Поляшенко С.А., Украинец А.С.

Оценена точность движения МТА при междурядной обработке пропашных культур, которая характеризуется вероятностью выхода рабочих органов допустимых агротехнические границы по защитной зоне, при кратковременной однократной коррекции.

Abstract

SHORT-TERM CORRECTION OF SINGLE SAU

A. Esipov, S. Polyashenko, A. Ukrainesch

The accuracy of motion MTA in interrow treatments row crops, which is characterized by a probability of working out acceptable agronomic limits on defensive zone, with a single short-term correction.

ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОСТІ ТРАКТОРІВ СЕРІЇ ХТЗ-160

Шушляпін С.В., к.т.н., доц., Савченко А.Ю., магістр

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Дана оцінка рівня пристосованості трактора ПАТ "ХТЗ" до виконання робіт по технічному обслуговуванню на основі аналізу їх експлуатації в сільгосп підприємствах.

Вступ. Однією з найважливіших проблем ефективного використання трактора серії ХТЗ-160 являється їх технологічна пристосованість до проведення робіт з технічного обслуговування. Інтегральні орно-просапні трактори серії ХТЗ-160 призначені як для виконання робіт загального призначення, так і для проведення технологічних робіт при обробі цукрового буряка, картоплі, соняшнику, сої і інших просапних культур.

Перевагою тракторів цієї серії є реверсивне управління, двоциліндрове заднє навісне устаткування підвищеної вантажопідйомності, що дає можливість використовувати трактор з навісними коренезбиральними комбайнами, наявність переднього навісного устаткування для роботи з комплексом сільськогосподарських машин фронтального навішування. Трактори оснащені двигунами Мінського тракторного заводу Д260.9-50 і двигунами КамАЗ-740.02, які дозволяють використовувати трактор зі всім комплексом сільськогосподарських машин.

Аналіз досліджень. Надійність роботи трактора, його фактична продуктивність, паливна економічність в значній мірі залежить від конструктивних і експлуатаційних факторів. Конструктивні фактори характеризують контролепридатність, доступність, взаємозамінність, ремонтпридатність, працездатність як трактора в цілому, так і його окремих агрегатів. Найбільш значущі конструктивні фактори визначаються технологією виготовлення деталей і складальних одиниць заводом-виробником. Експлуатаційні фактори, такі як організація і якість проведення технічного обслуговування (ТО), ремонту, кваліфікаційний рівень виконавців, умови експлуатації також оказують істотний вплив на зміну працездатності і надійності трактора.

Мета та постановка задачі. Оцінка експлуатаційної технологічності та рівня пристосованості тракторів до виконання робіт з технічного обслуговування була проведена на аналізі виникнення несправностей та відмов систем і агрегатів в умовах рядової експлуатації.

Вирішення задачі. Враховувалися несправності, які усувалися при проведенні ТО і відмови, що призвели зупинку трактора для його подальшого ремонту. Залежність виявлених пошкоджень від напрацювання трактора можна

описати розподілом Ерланга з параметрами $\ell = 2$ і $\lambda_{\pi} = 0,97 \cdot 10^{-2} \frac{1}{\text{ч}}$, а відмови – експоненціальним розподілом з $\lambda_o = 1,35 \cdot 10^{-2} \frac{1}{\text{ч}}$, де λ_{π} , λ_o – інтенсивності відповідно пошкоджень і відмов (рис. 1).

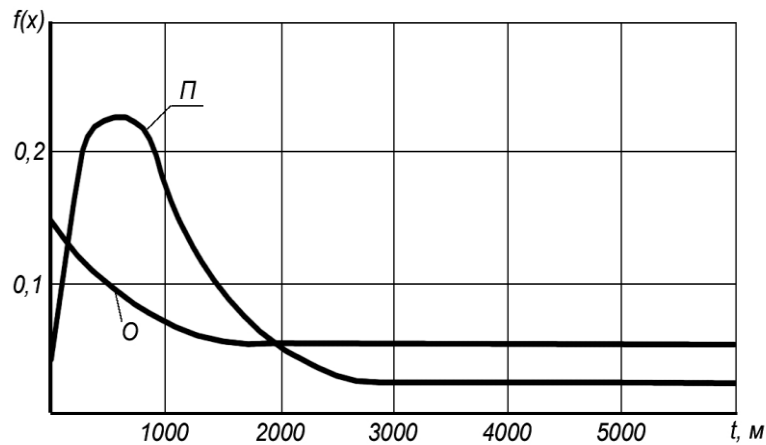


Рис. 1 – Щільність $f(t)$ розподілу пошкоджень (п) і відмов (о) трактора ХТЗ-16131 від напрацювання при виконанні робіт в повному об'ємі

Аналіз щільності розподілу пошкоджень та відмов від напрацювання трактора ХТЗ-16131 показує, що пошкодження найбільш вірогідні при напрацюванні до 1000 м.г., стабілізуючись на певному рівні після 2500 м.г., а відмови стабілізуються після 2000 м.г. При цьому напрацювання на відмову II і III-й груп складності за період випробування трактора ХТЗ-16131 складало 253 години.

Передбачена періодичність проведення планових ТО (ТО-1 – 250 м.г., ТО-2 – 500 м.г.; ТО-3 – 1000 м.г.) в рядовій експлуатації виконується зі значними відхиленнями ($\pm\delta_i$) від регламентованих термінів і об'ємів їх виконання. На основі статистичних даних по періодичності проведення ТО тракторів серії Т-150К, ХТЗ-160 і ХТЗ-170 було встановлено, що відхилення періодичності ТО-1 складають $\delta_1 = +(175-200)$ м.г.; ТО-2 – $\delta_2 = +(205-220)$ м.г.; ТО-3 – $\delta_3 = +(235-248)$ м.г. (табл. 1).

Таблиця 1 – Результати статистичної обробки періодичності виконання ТО

| Показники | Вид ТО | | |
|----------------------|-----------|-----------|-------------|
| | ТО-1 | ТО-2 | ТО-3 |
| n | 48 | 42 | 35 |
| χ_{\min} , м.г. | 240 | 430 | 920 |
| χ_{\max} , Л.г. | 490 | 760 | 1420 |
| χ | 314,4 | 618,4 | 1271 |
| γ | 0,62 | 0,60 | 0,58 |
| T_p , м.г. | 430...475 | 750...780 | 1220...1250 |

Позначено: n – число розподілів ТО; χ_{\min}, χ_{\max} – мінімальне і максимальне напрацювання, м.г.; χ – середнє значення довірчого інтервалу; γ – критерій згоди Колмогорова; T_p – інтервал періодичності ТО, м.г.

Зазвичай при ТО усуваються пошкодження трактора, що описуються у розподілі Ерланга з параметрами для тракторів серії ХТЗ-160 $\ell = 2$ і $\lambda_n = 0,97 \cdot 10^{-2} \frac{1}{\text{ч}}$. В цьому випадку надійність тракторів при напрацюванні τ можна оцінити за формулою [2]:

$$P(t) = \sum_{i=0}^{\ell-1} \sum_{j=0}^{i-1} \frac{1}{2\delta\lambda_n} \left\{ \lambda_n(\tau - \delta)^j \ell^{\lambda_n(\tau - \delta)} - \lambda_n(\tau + \delta)^j \ell^{-\lambda_n(\tau - \delta)} \right\}$$

Розрахунки за даною формулою з урахуванням експериментальних значень λ_n, τ дозволяють оцінити надійність трактора при різній періодичності виконання ТО. Отримано, що при виконанні ТО в повному об'ємі і в заданий термін надійність трактора при напрацюванні ТО-1 (250 м.г.), ТО-2 (500 м.г.) і ТО-3 (1000 м.г.) має значення: $P_1 = 0,996$, $P_2 = 0,818$, $P_3 = 0,715$. При невиконанні регламенту ТО при напрацюванні трактора ТО-1 (430 м.г.), ТО-2 (750 м.г.) і ТО-3 (1250 м.г.) надійність трактора буде: $P_1=0,836$, $P_2 = 0,738$, $P_3 = 0,688$.

Таким чином, виконання періодичності і об'єму планових ТО дозволяє істотно підвищити надійність тракторів серії ХТЗ-160. У взаємозв'язку з даною проблемою необхідно розглядати питання підвищення контролепридатності конструкції тракторів [2]. При розрахунку показників для кожного виду виробів по ГОСТ 24029-80 встановлюється категорія контролепридатності. Наприклад, для тракторів серії ХТЗ-160, що відносяться до четвертої групи конструктивного виконання, для перевірки його справності, працездатності і функціонування характерна 15 категорія контролепридатності. Для цієї категорії як ілюстрація викладеної методики в табл. 2 приведені показники контролепридатності серії ХТЗ-160.

Таблиця 2 – Характеристика показників оцінки контролепридатності тракторів серії ХТЗ-160

| Найменування показника | Величина показника |
|--|--------------------|
| Середній час підготовки трактора до діагностування заданим числом фахівців, за цикл 1000 мотогодин, г. | 2,735 |
| Середня трудомісткість підготовки трактора до діагностування, за цикл 1000 мотогодин, люд.-г. | 5,464 |
| Коефіцієнт повноти перевірки справності (працездатності, правильності, функціонування) | 0,863 |
| Коефіцієнт глибини пошуку дефекту | 0,842 |
| Коефіцієнт надмірності | 0,167 |
| Коефіцієнт використання спеціальних засобів діагностування | 1,0 |
| Коефіцієнт уніфікації параметрів сигналів | 0,80 |
| Коефіцієнт трудомісткості підготовки трактора до діагностування | 0,368 |

Як видно з табл. 2, приведені показники об'єктивно характеризують рівень пристосованості конструкції тракторів серії ХТЗ-160 до діагностування та проведенню робіт ТО, можуть бути використані для порівняльної оцінки різних моделей тракторів, що виробляються на ПАТ "ХТЗ".

Висновки

Проведення та дотримання термінів і об'ємів планових ТО дозволяє підвищити надійність тракторів серії ХТЗ-160 за рівнем контролепридатності, що відповідає вимогам нормативної документації.

Висока трудомісткість підготовки трактора до виконання діагностування обумовлена недосконалістю існуючих засобів діагностування і відсутністю вбудованих систем контролю працездатності гідроприводу і основних гідроагрегатів.

Список використаних джерел

1. Прогнозирование надежности тракторов. В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко, И.Ш. Чернявский: Под общ.ред. В.Я. Аниловича. – М.: Машиностроение, 1986. – 244 с.
2. Эксплуатационная технологичность конструкций тракторов. Под общ. ред. Н. Ф. Чухчина и В. Н. Старикова. – М.: Машиностроение, 1982 – 256 с.
3. Топилин Б.Е., Забродский В.М. Работоспособность тракторов. – М.: Колос, 1994. – 333 с.

Анотація

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ТРАКТОРОВ СЕРИИ ХТЗ-160

Шушляпин С.В., Савченко А.Ю.

Дана оцeнка уровня приспособляемости трактора ПАТ "ХТЗ" к выполнению работ по техническому обслуживанию на основе анализа их эксплуатации в сельхозпредприятиях.

Abstract

ESTIMATION OF OPERATING TECHNO LOGICALNESS TRACTORS OF SERIES KHTF-160

S. Shushlyapin, A. Savchenko

The estimation of level of adaptability of tractor is given a public joint-stock company is the "Kharkov Tractor Factory" to implementation of works on technical service on the basis of analysis of their exploitation in agricultural enterprises.

**ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО
РЕГУЛЮВАННЯ ПОЛОЖЕННЯ ТРАНСПОРТЕРА
КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ**

Поляшенко С.О., к.т.н., доц., Єсіпов О.В., к.т.н., доц., Степанова А. С., студ.

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

Роляк О.А., к.т.н., доцент

Подільський державний аграрно-технічний університет

Розглянута стійкість системи автоматичного регулювання положення транспортера коренезбиральної машини методами логарифмічних амплітудних і фазових характеристик і з застосуванням критерія стійкості Найквіста-Міхайлова.

Вступ. Цукровий буряк в Україні є однією з основних культур сільськогосподарського виробництва. Якість збирання цукрового буряка має першорядне значення в технологічному процесі в зв'язку з необхідністю отримання високоякісної сировини для цукрової промисловості, яке значно знизилася із застосуванням енергонасичених збиральних комплексів.

Аналіз публікацій. У технологічному процесі збирання цукрового буряка машинами КС-6В, РКМ-6 висота вивантаження коренеплодів транспортером в кузов транспортного засобу становить в середньому 1,5-2,0 м. Падаючи з великої висоти, 15-20% коренеплодів пошкоджується [1]. При цьому загальна маса коренеплодів знижується на 1,5-2,5%. Під час зберігання пошкоджені коренеплоди в першу чергу загнивають, в результаті чого цукрова промисловість недобирає значну частину цукру з бурякової сировини. Тому підвищення якості бурякової сировини, яке доставляють на цукровий завод, набуває особливого значення. Вирішенням цього питання є створення автоматичних слідкуючих систем, які описані в роботах [2, 3, 4].

Мета і постановка задачі. Завданням дослідження є зниження втрат і пошкодження коренеплодів цукрових буряків при їх навантаженні з коренезбиральної машини в кузов транспортного засобу при безаварійній роботі збирального комплексу.

Вирішення питання. Система автоматичного регулювання положення транспортера (САРТ) коренезбиральної машини за своїм принципом дії є системою слідкуючого типу, що працює по замкнутому циклу, з негативним зворотним зв'язком по положенню транспортера. Наявність зворотного зв'язку вимагає вивчення динамічних характеристик САРТ з тим, щоб забезпечити якість її роботи, в першу чергу, стійкість системи і величину допустимої похибки стеження ($0,5 \pm 0,1$ м).

Кінематично транспортер коренезбиральної машини являє собою

механізм, ланки якого з'єднані обертальними кінематичними парами 5-го класу, з числом ступенів рівним двом, по числу виконавчих циліндрів.

Основними рухами системи, що визначають положення кінцевої точки транспортера, є обертальні, коливальні рухи корпусу машини відносно поздовжньої горизонтальної осі, що проходить через центр мас і такі ж рухи мас самого транспортера. Для дослідження цих рухів можна прийняти модель плоскої багатомасової пружної механічної системи, в якій враховані пружні зв'язки корпусу машини з ґрунтом, пружні зв'язки між ланками транспортера, що визначаються пружністю гідравлических виконавчих механізмів, дисипативні сили, що діють паралельно з пружними зв'язками.

Таку модель можна звести до однолінійної ланцюгової моделі з обертаючими рухами мас.

Для спрощення аналізу скористаємося методом "парціальних рухів", який передбачає при дослідженні наявність зміни тільки однієї з узагальнених координат або тільки одного керуючого впливу.

Прийнявши вищевказані допущення, складемо кінематичну схему керованого об'єкта (рис. 1).

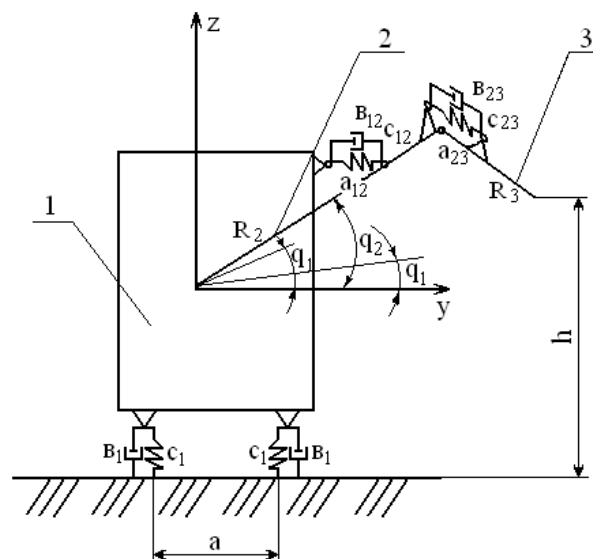


Рис. 1 – Кінематична схема САРТ: 1 – корпус коренезбиральної машини; 2 – головна секція транспортера; 3 – кінцева секція транспортера

Кінематична схема однолінійної ланцюгової моделі об'єкта представлена на рис. 2.

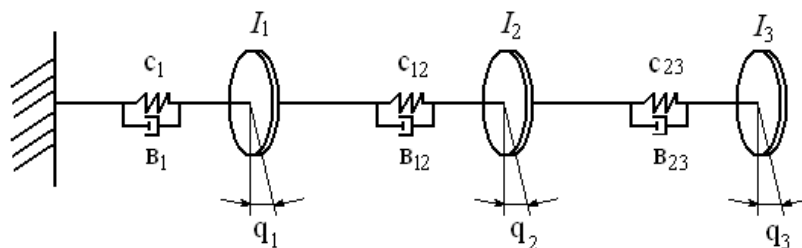


Рис. 2 – Однолінійна ланцюгова модель САРТ

Для опису САРТ використовуємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T(q, \dot{q}, t)}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T(q, \dot{q}, t)}{\partial q} \right) = Q(q, \dot{q}, t) \quad (1)$$

Це рівняння Лагранжа другого роду в векторно-матричній формі, яке описує рух голономної механічної системи у вигляді системи диференціальних рівнянь другого порядку відносно компонент-вектора узагальнених координат q .

Після відповідних перетворень можна отримати для просторової багатомасової пружно-дисипативної моделі механічної системи 6 n -мірну систему рівнянь руху у формі векторно-матричного диференціального рівняння виду

$$Aq'' + Rq' + Cq = Bu \quad (2)$$

де A, R, C – $(3n \times 3n)$ -мірні постійні симетричні матриці; $A > 0$ завжди; R – матриця тертя, $R \geq 0$; C – матриця пружності, $C \geq 0$; B – $(3n \times 3m)$ – вимірна матриця управління; n – кількість точечних мас в системі; m – розмірність вектора керуючих сил.

З метою спрощення складання рівнянь механічної системи, користуємося відомою регуляторною структурою матриць і складаємо рівняння прямо у формі (2).

Для однолінійної ланцюгової моделі механічної системи структура матриць спрощується.

Матриці A, R, C – $(n \times n)$ -мірні, B – $(n \times m)$ -мірна;

$$A = \text{diag} [m_1, m_2, \dots, M_n];$$

$$R = \text{diag} [b_1, b_2, \dots, B_n].$$

Блоки матриці C вироджуються в одноелементні і складаються з самих коефіцієнтів пружності пружних зв'язків. Матриця B є блоковою виду:

$$B = \begin{bmatrix} B_1 & B_2 & B_m \\ 0 & & \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

з стовпцями B_i розмірності K , де K – номер маси, до якої додано керування U_i .

Для нашого випадку, з урахуванням методу парціальних управлінь, приймаючи пружній зв'язок C_{12} жорстким, напишемо матричне рівняння:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_1'' \\ q_3'' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1^* & +b_{23}^* - b_{23}^* \\ -b_{23}^* & b_{23}^* \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1^* & +C_{23}^* - C_{23}^* \\ -C_{23}^* & C_{23}^* \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} = \\ & = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -C_{23}^* \cdot \ell_{y2} \\ C_{23}^* \cdot \ell_{y2} \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (3)$$

де I_1 , і I_3 – відповідно, момент інерції машини і кінцевої секції транспортера щодо поздовжньої осі, що проходить через центр мас машини;
 b_1^* – приведений дисипативний зв'язок корпусу машини з ґрунтом;
 b_{23}^* – приведений дисипативний зв'язок між секціями транспортера, забезпечуваний виконавчим гідроприводом;
 C_1^* – приведений пружний зв'язок корпусу машини з ґрунтом;
 C_{23}^* – приведений пружний зв'язок між секціями транспортера (виконавчий гідропривід);
 l_{y2} – керуючий вплив-переміщення поршня гідроциліндра кінцевої секції;
 q_1 і q_3 – узагальнені координати корпусу машини і кінцевої секції транспортера (прирошення кутових переміщень).
З матричного рівняння (3) отримуємо систему диференціальних рівнянь другого порядку в операторній формі:

$$\begin{cases} [I_1 S^2 + (b_1^* + b_{23}^*)S + (C_1^* + C_{23}^*)]q_1 - (b_{23}^* S + C_{23}^*)q_2 = -C_{23}^* l_{y2}; \\ [I_1 S^2 + (b_{23}^* S + C_{23}^*)]q_2 - (b_{23}^* S + C_{23}^*)q_1 = C_{23}^* l_{y2}, \end{cases} \quad (4)$$

де S – оператор диференціювання.

З цієї системи отримуємо передавальну функцію по узагальненій координаті кінцевої секції: Из этой системы получаем передаточную функцию по обобщенной координате концевой секции:

$$W(S) = \frac{\overline{q_2}}{l_{y2}} = \frac{A_2 S^2 + A_1 S + A_0}{B_4 S^4 + B_3 S^3 + B_2 S^2 + B_1 S + B_0}, \quad (5)$$

де

$$\begin{aligned} A_0 &= C_{13}^* (C_1^* + C_{23}^*) - C_{23}^{*2}; \\ A_1 &= C_{13}^* (b_1^* + b_{23}^*) - C_{23}^* b_{23}^*; \\ A_2 &= I_1 \cdot C_{23}^*; \\ B_0 &= C_{13}^* (C_1^* + C_{23}^{*2}) - C_{23}^*; \\ B_1 &= B_{23}^* (C_1^* + C_{23}^*) + C_{23}^* (b_1^* + b_{23}^*) - 2b_{23}^* C_{23}^*; \\ B_2 &= I_3 (C_1^* + C_{23}^*) + b_{23}^* (b_1^* + b_{23}^*) - b_{23}^{*2} + I_1 C_{12}^*; \\ B_3 &= I_3 (b_1^* + b_{23}^*) + I_1 b_{23}^*; \\ B_4 &= I_1 I_3; \\ C_1^* &= C_1 \cdot a_1^2; \\ b_1^* &= b_1 \cdot a_1^2; \\ C_{23} &= C_{23} \cdot \frac{2Ra_{23}^2}{l_3}; \\ G_{23}^* &= G_{23} \cdot \frac{2Ra_{23}^2}{l_3}; \end{aligned}$$

l_3 – довжина кінцевої секції.

Для отримання передавальної функції системи по керуючому впливу щодо витрати через керуючий золотник необхідно передаточну функцію (4) помножити на передавальну функцію гідравлічного виконавчого пристрою:

$$W(S) = \frac{\overline{\ell_{ч2}}}{\Psi_{зол}} = \frac{K_z}{S},$$

де $\Psi_{зол}$ – частка потоку робочої рідини насоса, що пропускається золотником;
 $K_a = \frac{2Q}{\pi d^2}$ – коефіцієнт передачі гідропрістрою;
 Q – номінальна продуктивність насоса;
 d – діаметр поршня гідроциліндра.

Для переходу до передавальної функції з вихідною координатою – переміщенням по вертикалі кінцевої точки транспортера необхідно передавальну функцію (4) помножити на відношення $\frac{\ell_3}{a_{23}}$.

Після цих перетворень остаточний вигляд передавальної функції об'єкта управління:

$$W(S) = \frac{\overline{\Delta h}}{\Psi_{зол}} = \frac{\frac{2Q\ell_3}{a_{23}\pi d^2} \left(\frac{A_2}{A_0} S^2 + \frac{A_1}{A_0} S + 1 \right)}{\left(\frac{B_4}{B_0} S^4 + \frac{B_3}{B_0} S^3 + \frac{B_2}{B_0} S^2 + \frac{B_1}{B_0} S + 1 \right) S} \quad (6)$$

Дослідження стійкості САРТ проводились двома методами: методом логарифмічних амплітудних і фазових характеристик і з застосуванням критерія стійкості Найквіста-Міхайлова. Для першого методу розроблена програма для ЕОМ. на мові ВТ МХТИ (типу PL -1). Програма дозволяє розрахувати амплітудні і фазові логарифмічні характеристики і видати результат у вигляді таблиці або графіка. По ординате амплітудної характеристики, відповідної перетинанню фазової характеристики значення - 180град. можна судити о допустимом коефіцієнті передачі лінійного регулятора або регулятора з релейною характеристикою (рис. 3).

Для параметрів об'єкта в нашому випадку отримано значення допустимого по стійкості коефіцієнта передачі регулятора 10 - 18 або зони нечутливості релейного трьохпозиційного регулятора в межах 0,06 - 0,1 м.

Зменшення потоку робочої рідини до 1/3 дозволяє звужити зону нечутливості в 3 рази.

Стійкість системи можна досягти вибором зони нечутливості регулятора, або (та) зміною потоку робочої рідини. Для аналізу стійкості другим методом на основі критерію Найквіста також розроблена програма для ЕОМ. Суть метода полягає в наступному. Обчислюємо коефіцієнти поліномів чисельника і знаменника. Використовуючи ці коефіцієнти, знаходимо дійсну і уявну частини частотної передавальної функції, модуль і фазу. Аналізуючи поведінку фазової

та амплітудної частотних характеристик розімкненої системи, без зображення годографа, за допомогою ланцюга логічних умов оцінюємо його поведінку для 240 значень частоти, визначаючи, охоплює чи не охоплює годограф точку $(-1; j_0)$ на комплексній площині.

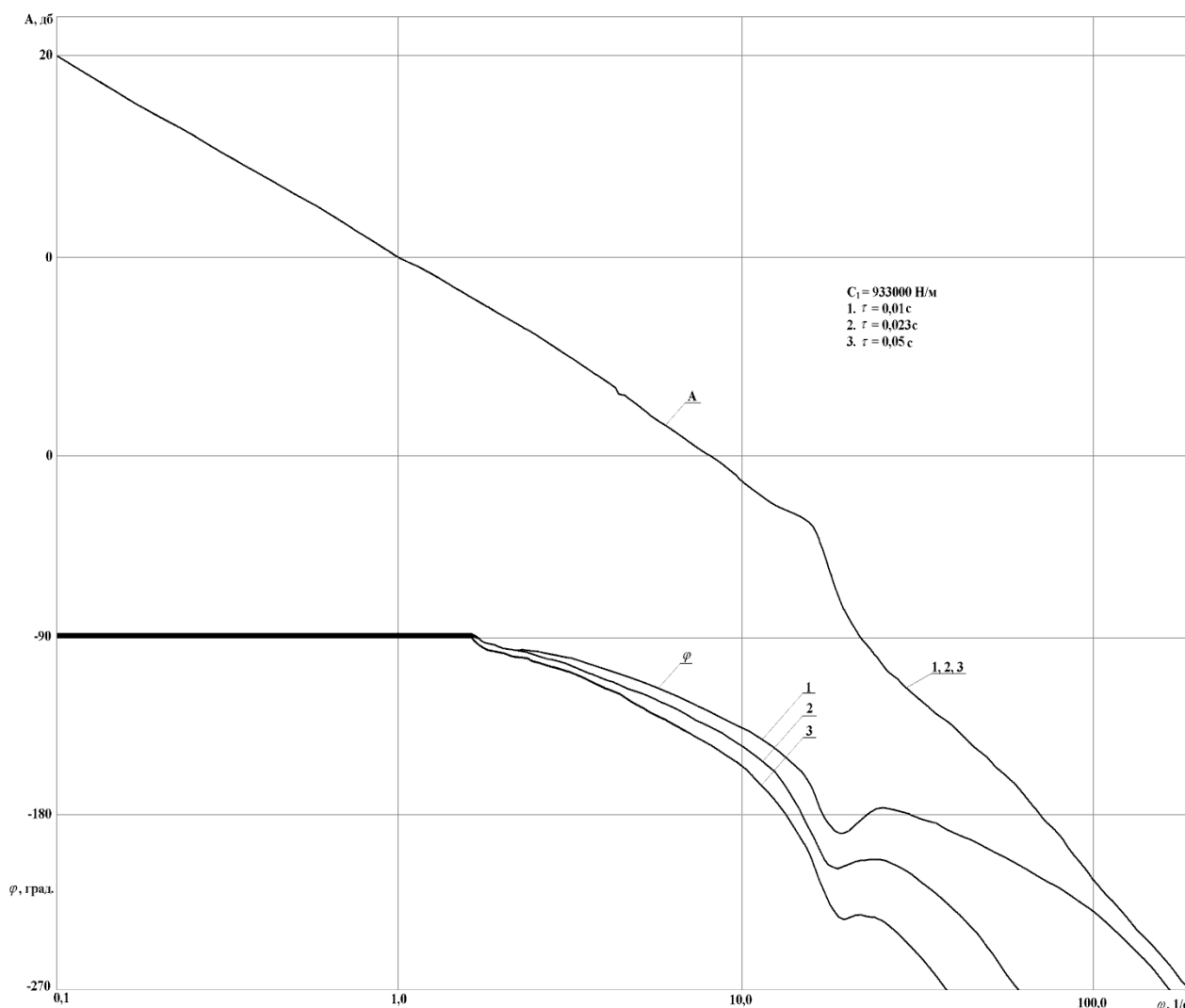


Рис. 3 – Логарифмічні, амплітудні і фазові частотні характеристики САРТ

Передатна функція замкнутої системи дорівнює добутку передаточних функцій об'єкта регулювання і регулятора. У рівняння передавальної функції регулятора входить коефіцієнт передачі. Змінюючи коефіцієнт передачі регулятора, алгоритм аналізує поведінку годографа і виносить рішення про стійкість замкнутої системи, якщо нейтральна або стійка разомкнута система. В результаті проведених розрахунків отримані гранично допустимий по стійкості коефіцієнт підсилення регулятора, він не повинен перевищувати 10-11.

Алгоритм дослідження системи дає можливість змінюючи параметри системи судити про її стійкість. Таким чином, результати, отримані обома методами практично збігаються.

Висновок: Система диференціальних рівнянь другого порядку в оперативній формі (4) і передавальна функція (6) описує динамічні якості

коренезбиральної машини як об'єкта автоматичного регулювання по висоті вивантаження.

Результати, отримані методами логарифмічних амплітудних і фазових характеристик і з застосуванням критерія стійкості Найквіста-Міхайлова практично збігаються, що доказує про стійкість виконання технологічного процесу САРТ.

Список використаних джерел

1. Справочник по эксплуатации свеклоуборочных комплексов / А.М.Мазуренко, И.И. Русанов, В.И.Сухомлин и др.; Под ред. А.М.Мазуренко. – К.: Урожай, 1984. – 128 с.
2. С.Н. Никитин К.Б. Цаллагов С.К. Майрамуков Математическая модель автоматических манипуляторов для сортировки, сепарации и выгрузки картофеля на уборочном комбайне /Сб. научн. тр. Автоматизация технологических процессов в полеводстве, т. 10, ВИМ, М., 19785, – 176 с.
3. И.Б. Корчмарь, С.А. Лебедев, С. А. Поляшенко и др. Устройство автоматического управления процессом загрузки кузова транспортного средства Пат. № 19940 Россия, МКИ А01В 69/00 "№ 4938674/15; Заявлено 24. 03. 91; Опубл. 30. 09. 94, Бюл. № 18
4. А.Т. Лебедев, С. А. Поляшенко Система автоматичного керування вивантажувальним транспортером коренеклубнезбиральної машини // Декл. пат. № 71849 Україна, МКИ А01В69/00, № 20031213156; Заявлено 30. 12. 2003; Опубл. 15. 12. 2004, Бюл. № 12

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ТРАНСПОРТЕРА КОРНЕУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Поляшенко С.А., Есипов А.В., Степанова А.С., Роляк А.А.

Рассмотрена устойчивость системы автоматического регулирования положения транспортера корнеуборочной машины методами логарифмических амплитудных и фазовых характеристик и с применением критерия устойчивости Найквиста-Михайлова.

Abstract

STUDY OF STABILITY OF AUTOMATIC CONTROL OF MACHINES TRANSPORTERS ROOT CROP

S.Polyashenko, A. Yesipov, A. Stepanova, A. Rolyak

Considered the sustainability of the automatic adjustment of the conveyor root crop machinery methods logarithmic amplitude and phase characteristics and using Nyquist stability criterion-Mixaylova.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ РЕЗУЛЬТАТОВ В ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ

Задорожня В.В., аспирант

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенка*

Исследована весомость основных факторов точности оценки ускорений контрольно-измерительной системы. Предложена конструкция приспособления установки датчиков ускорения в нулевую отметку. Использование этого приспособления позволяет снизить погрешность оценки ускорений с 3% до 1%.

Введение. Важной научной задачей является точность оценки величины момента опрокидывания колесных машин, работающих на поперечном уклоне. Разработка устройства регистрирующего это внешнее возмущение поможет оператору принять решение снижения скорости движения колесной машины путём уменьшения подачи топлива в двигатель.

Анализ публикаций. Выполнение транспортно-технологических операций на уклонах оказывает большое влияние на динамические и тяговые качества, устойчивость и управляемость колесных машин. Полевые дороги между обрабатываемыми участками обычно проходят по неудобным землям, где уклоны как вдоль, так и поперек дороги, могут иметь крутизну до 10-15%.

Исследованиями установлено, что снижают безопасность использования машинно-тракторных агрегатов склоны различной ровности. Одни близки к наклонной плоскости, другие представляют вогнутую поверхность, третьи выпуклую или ступенчатую. Для них характерно обилие микронеровностей, впадин или выступающих камней [1].

Работе колесных машин на уклонах посвящены публикации [2, 3], в которых рассматриваются различные факторы устойчивости при выполнении транспортно-технологических операций.

Проведенные теоретические исследования показали, что безопасность использования колесных машин можно повысить разработкой и использованием системы контроля предельного значения параметров их устойчивости, составляющих сущность динамических свойств этих машин.

Поэтому, исследования точности оценки результатов динамических свойств и их влияние на момент опрокидывания, являются актуальными.

Целью работы является повышение точности оценки ускорений колесной машины при выполнении транспортно-технологических работ на уклоне, улучшающие ее безопасное использование.

Исследование факторов точности измерений и приспособления для установки датчиков в нулевую отметку.

Для проведения экспериментальных исследований определены участки со

склоном больше 3° , а в качестве силового агрегата выбрана колесная машина трактор Т-150К. Общий вид силового агрегата при выполнении транспортно-технологических операций приведен на рисунке 1.



Рис. 1 – Общий вид трактора Т-150К, агрегируемого с плугом и цистерной

Проведение экспериментальных исследований предусматривало обоснование структуры и схемы измерения ускорений машинно-тракторного агрегата при работе на уклоне, установку датчиков, настройку и проверку бортового контрольно-измерительного комплекса системы измерений, запись, обработку и анализ информации.

На рисунке 2 показана установка датчиков ускорений Freescale Semiconductor модели MMA7260QT на пахотный агрегат, для измерения линейных ускорений.



Рис. 2 – Установка датчиков ускорений на пахотный агрегат

Полученная от датчиков информация об изменении линейных ускорений агрегата по соединительным кабелям подаётся в бортовую контрольно-измерительную систему (рис. 3).



Рис. 3 – Бортовая контрольно-измерительная система.

В ходе эксперимента была проведена оценка влияния длины соединительных кабелей и температуры окружающей среды на точность измерений ускорений. Результаты исследований для датчика ускорения Freescale Semiconductor MMA7260QT (ДЛШ №29093115) приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты оценки влияния длины соединительных кабелей, температуры окружающей среды на точность измерений датчиков ускорений

| Длина кабеля, м | Температура окружающей среды, °C | код АЦП |
|-----------------|----------------------------------|----------|
| 1,5 | 28 | 482, 492 |
| 2,3 | 31 | 483, 498 |
| 3,1 | 36 | 483, 512 |
| ... | ... | ... |
| 11,5 | 60 | 485, 548 |

Данные таблицы показывают, что наибольшее влияние на точность измерения ускорений имеет температура окружающей среды. Погрешность измерений достигает 5% при изменении температуры на каждые 10⁰ C. Длина соединительного кабеля до 12 м не оказывает существенного влияния на точность измерений бортовой контрольно-измерительной системы. Погрешность измерений составляет менее 1%.

Исследованиями установлено, что начало и завершение измерений бортовой контрольно-измерительной системой происходит в различных координатных плоскостях. Поэтому, перед началом работы, важное значение

имеет настройка измерительной системы путём установки датчиков в нулевую отметку. Участвуя в работе творческого коллектива кафедр ХНАДУ «Технологии машиностроения и ремонта машин» и ХНТУСХ им. Петра Василенко «Тракторы и автомобили» нами разработана конструкция приспособления, которая позволяет установить датчики в нулевую отметку, не зависимо от того, на каком уклоне находится исследуемая машина или агрегат.

Конструкция приспособления приведена на рисунке 4. На основании 1, шарнирно установлены рамка 3 и коромысло 2, которые имеют возможность перемещаться в продольной и поперечной плоскостях. Вращая регулировочные винты 4 и 5 жестко закреплённые датчики 6 могут быть выставлены в горизонтальной плоскости. На данную конструкцию подготовлен патент и получено положительное решение. [4].

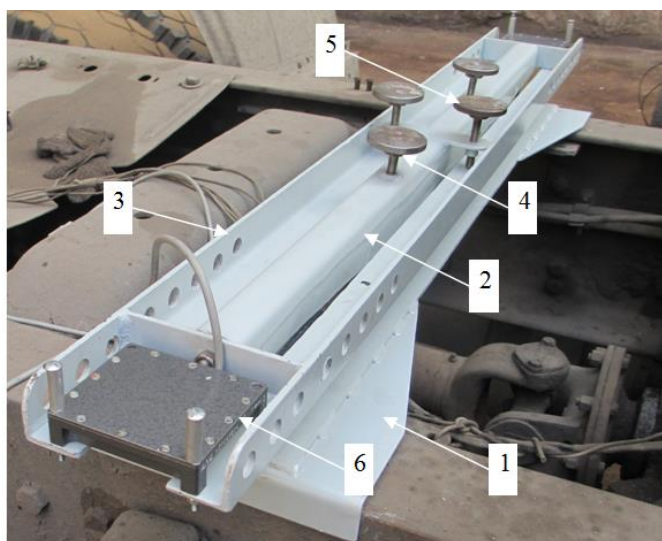


Рис. 4 – Приспособление для установки датчиков в нулевую отметку

Рассогласование фактического и нулевого положения испытываемого агрегата в программе бортовой контрольно-измерительной системы соответствует вводу автоматической поправки на неточность установки датчиков ускорений относительно его координатных осей. Величину поправки можно определить по формуле [5]:

$$a_{z1} = a_z \frac{\sqrt{1 + \frac{a_x^2}{a_z^2} + \frac{a_y^2}{a_z^2}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{1 + \frac{a_z}{a_x} \operatorname{tg} \alpha}{\frac{a_z}{a_x} - \operatorname{tg} \alpha} \right)^2 + \left(\frac{1 + \frac{a_z}{a_y} \operatorname{tg} \beta}{\frac{a_z}{a_y} - \operatorname{tg} \beta} \right)^2}} = a_z \delta_z \quad (1)$$

где $a_x; a_y; a_z$ – значения линейных ускорений по координатным осям, м/с²;
 δ_z – поправка на величину датчика, ориентированного по оси OZ;
 α, β – углы колесной машины относительно системы координат датчиков.

Условия проведения экспериментальных исследований пахотного агрегата иллюстрируются рисунком 5. Агрегат двигался на уклон, с уклона и вдоль уклона на участках с разными углами наклона.



Рис. 5 – Полевые условия для проведения эксперимента

В процессе движения, бортовая контрольно-измерительная система регистрировала следующие параметры:

- код АЦП по оси Ox (для перевода в продольные ускорения a_x);
- код АЦП по оси Oy (для перевода в боковые ускорения a_y);
- код АЦП по оси Oz (для перевода в вертикальные ускорения a_z).

На рис. 6, 7 показаны графики ускорения трактора Т-150К на поперечном левом и правом уклоне.

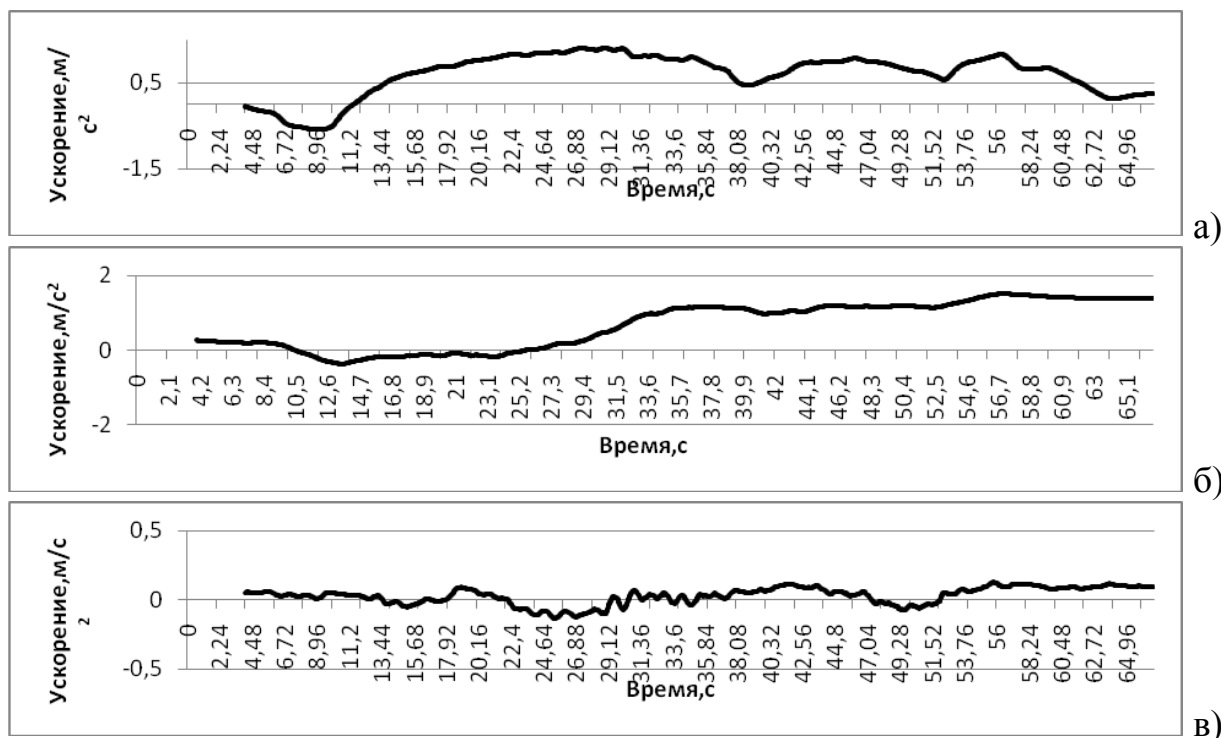


Рис.6 – Графики ускорения трактора Т-150К на поперечном левом уклоне: а) продольные ускорения; б) боковые ускорения; в) вертикальные ускорения

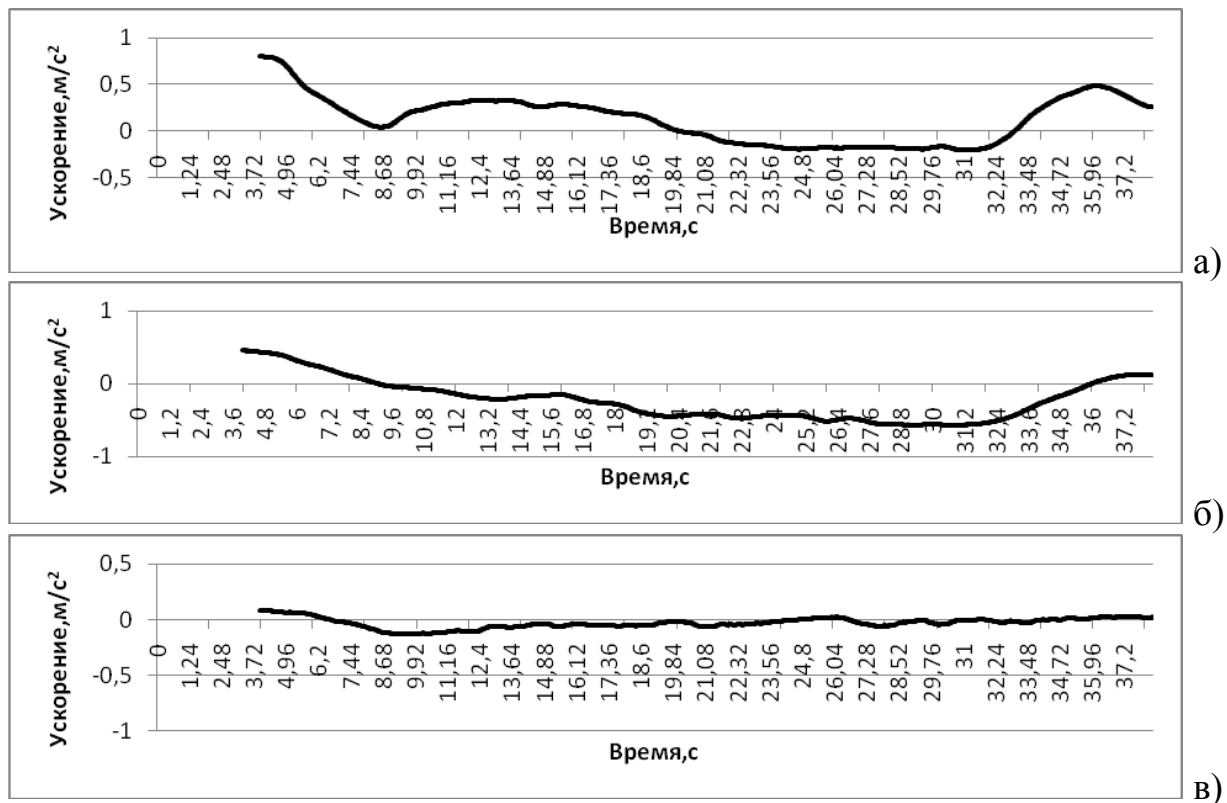


Рис. 7 – Графики ускорения трактора Т-150К на поперечном правом уклоне:
а) продольные ускорения; б) боковые ускорения; в) вертикальные ускорения

С помощью разработанной программы, обрабатывались полученные в ходе эксперимента, значения продольных, боковых и вертикальных ускорений, относительная погрешность которых не превышает 1%.

Полученные результаты исследования позволили повысить точность оценки динамики движения колесной машины при выполнении работ на поперечном уклоне.

Выводы

1. Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что в процессе движения на поперечном уклоне пахотного агрегата возникают боковые ускорения, т.е. появляются боковые силы, которые возрастают с увеличением скорости движения или повышения угла наклона обрабатываемого поля. Если отсутствует контроль за параметрами машины, она может попасть в зону неустойчивого движения.
2. Предложена конструкция приспособления установки датчиков ускорения в нулевую отметку относительно географических координат. Рассогласование фактического угла их положения от нулевого в виде коэффициента коррекции учитывает вычислительный комплекс. Использование приспособления позволяет снизить погрешность оценки ускорений с 3% до 1%.

Список использованных источников

1. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов. - М.: Машиностроение, 1981. - 144с, ил.
2. Коновалов В.Ф., Кудряшов Е.Ф. Влияние микрорельефа на поперечную устойчивость колесных тракторов. – Тракторы и сельхозмашины, 1966, №3, с. 15-18.
3. Хачатрян Х.А. Работа почвообрабатывающих орудий в условиях горного рельефа. – Ереван: Армгосиздат, 1963, - 127 с.
4. Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Дубинин Е.А, Задорожная В.В. Разработка метода градуировки датчиков линейных ускорений бортовой контрольно-измерительной системы средств транспорта. // Матеріали науково-практичної конференції «Проблеми розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки у внутрішніх військах МВС України» 29 листопада 2012 року.- С. 19-22.
5. Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Дубинин Е.А, Артемов Н.П., Задорожная В.В. Пути точности измерений ускорений мобильных машин путем снижения монтажной погрешности датчиков.

Анотація

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОЦІНКИ РЕЗУЛЬТАТІВ В ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕННЯХ

Задорожня В.В.

Досліджено вагомість основних факторів точності оцінки прискорень контрольно-виміральної системи. Запропоновано конструкцію пристосування установки датчиків прискорення в нульову позначку. Використання цього пристосування дозволяє знизити похибка оцінки прискорень з 3% до 1%.

Abstract

INCREASE THE ACCURACY OF THE EVALUATION OF THE RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES

V. Zadorojnia

Investigated the weight of the main factors of the accuracy of the assessment acceleration of control and measuring systems. Proposed design of adaptation of installation of the sensors acceleration in a zero mark. Using this device allows to reduce the uncertainty in estimating accelerations from 3% to 1%.

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ КРИТЕРІЮ МЕХАТРОННОГО УПРАВЛІННЯ СТРУКТУРОЮ СКЛАДНИХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА

Сівак І.М., Човнюк Ю.В.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Запропонована вдосконалена методика розрахунку критерію мехатронного управління структурою складних технічних систем точного землеробства. В основу критерію покладено такі складові як: надійність обладнання, якість мехатронного управління, вартість ресурсів та ефективність обладнання точного землеробства.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Незважаючи на велику кількість досліджень та значні кошти, які залучаються для дослідження проблеми забезпечення необхідної надійності мехатронних систем управління (МСУ) машино – тракторними агрегатами, задіяними у точному землеробстві (у подальшому останні будемо визначати як складні технічні системи СТС), вказану проблему не можна вважати до кінця вирішеною у теоретичному плані. Ця думка підтверджується, перш за все, тим, що до теперішнього часу не розроблені науково – теоретичні основи адаптивного управління за допомогою МСУ технічним станом СТС, відсутні адекватні показники ефективності і методики їх оцінки. Внаслідок цього, вирішення проблеми забезпечення необхідної надійності і безпечності МСУ та самих СТС в умовах продовження термінів експлуатації вимагає пошуку і впровадження нових методів управління (нових МСУ).

Одним із шляхів забезпечення необхідного рівня безпеки СТС полягає у використанні принципу резервування, при цьому мета управління (за допомогою МСУ) може бути досягнена за рахунок різних структур системи точного землеробства (СТС). Сьогодні, для вирішення задачі МСУ структурою СТС використовуються самоорганізовані адаптивні системи управління. Але у зв'язку з відсутністю загальноприйнятих методик та критеріїв, котрими слід керуватись при розробці таких МСУ та СТС, виникає низка ускладнень щодо синтезу їх керуючих алгоритмів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теоретичні проблеми забезпечення надійності складних технічних систем розглянуті у [1,2]. Самоорганізовані адаптивні системи управління структурою СТС досліджені у [3]. Автори [4,5] наводять методику розрахунку критерію управління структурою СТС для конкретних систем. Результати цитованих робіт [1–5] будуть використані у даному дослідженні.

Проте, МСУ, які використовуються у системах точного землеробства, змінюють їх внутрішню структуру у залежності від потреб і умов функціонування (сільськогосподарські машини – «трансформери»), вивчені ще недостатньо.

Мета роботи полягає у презентуванні методики розрахунку багатовимірного критерію МСУ систем точного землеробства СТС і обґрунтування наступних його (критерію) складових: надійність МСУ, якість управління за допомогою МСУ систем точного землеробства, вартість ресурсів та ефективність (космонавігаційного) обладнання.

Виклад основного матеріалу дослідження. У даній роботі наведені результати досліджень, які спрямовані на створення комплексного критерію, що дозволяє, перш за все, керувати надійністю складних систем точного землеробства (СТС).

У роботі [4] на конкретному об'єкті дослідження – тепловій насосній станції, яка задіяна у системі опалення одноповерхового котеджу площею 100 м^2 , проведена постановка задачі, згідно з якою комплексний критерій управління повинен включати в себе наступні складові: надійність системи $R(t)$, якість управління $Q(t)$, вартісний показник ресурсів $S(t)$ і ефективність обладнання $E(t)$. (Звісно, що для МСУ точного землеробства ці складові зберігаються!).

У подальшому було запропоновано розглянути поточний стан МСУ СТС як вектор r у просторі $(R(t), Q(t), S(t), E(t))$. Після розробки відповідних математичних моделей для складових критерію, задача оптимального управління за допомогою МСУ СТС, може бути зведена до мінімізації довжини вектора r , тобто, до пошуку розв'язку для котрого:

$$K_{rit} = \left(\sqrt{R^2(t) + Q^2(t) + S^2(t) + E^2(t)} \right) \Rightarrow \min. \quad (1)$$

Оскільки надійність обладнання МСУ – імовірнісна величина і практично її визначити досить важко, апріорі приймаємо відомі функції надійності всього обладнання (МСУ). Для опису цих функцій, у зв'язку з його універсальністю, обраний закон Вейбула:

$$P(t) = \exp(-\lambda \cdot t^\alpha). \quad (2)$$

Підбираючи характери λ та α , можна отримати широкий діапазон зміни функцій надійності. При визначенні надійності всієї МСУ в цілому необхідно пам'ятати, що при послідовному з'єднанні n компонентів надійність визначається як:

$$P_{nocл}(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot \dots \cdot P_n(t), \quad (3)$$

а при паралельному:

$$P_{nocл}(t) = (1 - P_1(t)) \cdot (1 - P_2(t)) \cdot \dots \cdot (1 - P_n(t)). \quad (4)$$

Зрозуміло, що миттєве значення надійності нічого не свідчить про історію зміни даного параметру. Обладнання МСУ може відпрацювати свій ресурс на самому початку періоду часу, що розглядається і у такому стані простоювати до поточного моменту, або весь період знаходитися у резерві і витрачає свій ресурс тільки у кінці періоду, який аналізують. З точки зору надійності другий

варіант кращий. Тому у комплексний критерій повинна входити інтегральна оцінка надійності. А враховуючи те, що у цілому вирішується задача мінімізації, складова $R(t)$ повинна визначатись виразом:

$$R(t) = \sum_{i=1}^N (1 - P_i(t)), \quad (5)$$

де N – кількість точок відліку на інтервалі, який аналізують.

Для оцінки якості $Q(t)$ можна запропонувати використати середньоквадратичне відхилення регульованого МСУ параметру $x(t)$ від заданого значення x_0 :

$$Q(t) = \frac{\sum_{i=1}^N [x_i(t) - x_0]^2}{N}. \quad (6)$$

Вартісний показник ресурсів $S(t)$ визначається виразом:

$$S(t) = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^k G_{ij} \dots S_j}{S_{\max}}, \quad (7)$$

де k – кількість первинних ресурсів, які використовуються;

G_{ij} – витрати j – го ресурсу на i – й ітерації розрахунку;

S_j – вартість j – го ресурсу;

S_{\max} – вартість ресурсів, які витрачаються на функціонування системи при умові, що все обладнання МСУ працювало без зупинки (відключення), весь інтервал часу, що розглядається.

Ефективність обладнання МСУ $E(t)$ запропоновано оцінювати за ККД.

Як і у випадку з надійністю, миттєві значення ККД несуть малу інформацію. А враховуючи, що дану складову необхідно мінімізувати, для визначення величини $E(t)$ використаємо наступний вираз:

$$E(t) = \sum_{i=1}^N \frac{\sum_{j=1}^n (1 - \eta_{ij}(t))}{n}, \quad (8)$$

де $\eta_{ij}(t)$ – ККД j -го елементу МСУ на i – й ітерації розрахунку.

Наступні дослідження показали, що у розрахунок критерію необхідно внести ряд доповнень.

Перш за все, оцінка надійності МСУ в цілому за виразом (5) у даному вантажу неприйнятна. Дійсно, якщо у системі хоча б одна одиниця обладнання (МСУ) знаходиться у резерві, тоді надійність системи дорівнює 1, і, відповідно,

відсутня можливість прослідкувати історію зміни надійності. Тому у подальшому було прийнято оцінювати надійність її обладнання:

$$R(t) = \sum_{i=1}^N \frac{\sum_{j=1}^n (1 - P_{ij}(t))}{n}, \quad (9)$$

де $P_{ij}(t)$ – надійність j – ї одиниці обладнання на i – й ітерації розрахунку.

Дослідження також показали, що складові критерію необхідно нормувати у зв'язку з тим, що їх абсолютні значення можуть відрізнятись на порядки. Вартість ресурсів МСУ може досягати сотень і тисяч грн., у той час, як імовірність зламу може визначатись величинами порядку 10^{-4} . Такий дисбаланс призводить до різного вагового внеску окремих складових.

Для визначення нормативного значення надійності приймаємо, що максимальне значення імовірності зламу одиниці МСУ – обладнання складає 0,05. Якщо ця імовірність стає вище, обладнання МСУ необхідно зупинити й виводити у ремонт. Тому за норму для однієї одиниці обладнання МСУ була взята площа прямокутника зі сторонами N та 0,05. При цьому нормована величина $R_n(t)$ із врахуванням (9) визначається як:

$$R_n(t) = \frac{\sum_{i=1}^N \frac{\sum_{j=1}^n (1 - P_{ij}(t))}{n}}{0,05n \cdot N}. \quad (10)$$

За норму для складової ефективності була прийнята 1, що дозволило звести розрахунок нормативного значення величини $E_n(t)$ до розрахунку середньої ефективності МСУ:

$$E_n(t) = \frac{\sum_{i=1}^N \frac{\sum_{j=1}^n (1 - \eta_{ij}(t))}{n}}{N}. \quad (11)$$

Також за 1 була прийнята норма складової вартісної оцінки ресурсів, задіяних у МСУ. При цьому нормоване значення величини $S_n(t)$ можна розрахувати за виразом (7).

За результатами попередніх досліджень, було вирішено, що вводити спеціальну нормуючу величину (нормування) складової якості недоцільно, оскільки її абсолютні значення знаходяться у діапазоні, що нас цікавить.

Для більшої гнучкості було запропоновано ввести вагові коефіцієнти W_r, W_q, W_s, W_e для всіх складових комплексного критерію. У остаточній формі комплексний критерій приймає вид:

$$Criteria = \sqrt{W_r \cdot R_n^2(t) + W_q \cdot Q_n^2(t) + W_s \cdot S_n^2(t) + W_e \cdot E_n^2(t)}, \quad (12)$$

де
$$W_r + W_q + W_s + W_e = 1, \quad 0 < (W_r, W_q, W_s, W_e) < 1. \quad (13)$$

Висновки

1. Дослідження показали потенційну можливість гнучкого управління за допомогою засобів мехатроніки системи точного землеробства. Змінюючи різні параметри, такі як ринкова вартість МСУ, ліміти електроенергії для їх експлуатації, обмеження на мінімально допустимий ресурс обладнання у задані моменти часу, вагові коефіцієнти складових критерію, можна отримувати принципово різні розв'язки щодо управління експлуатацією обладнання МСУ. Одні розв'язки відрізняються мінімумом витрачених ресурсів, інші - максимальною надійністю, треті – використанням найбільш ефективного обладнання МСУ.
2. Наступні (подаліші) дослідження повинні бути спрямовані на пошук методики використання запропонованого критерію для синтезу керуючих алгоритмів. Зрозуміло, що тут не обійтись без імітаційного моделювання, оскільки необхідно оцінювати поведінку МСУ у майбутньому, тобто здійснювати прогнозування.
3. Запропонована методика розрахунку комплексного критерію оцінки стану СТС таких, як системи точного землеробства. Критерій заснований на аналізі таких складових, як надійність системи, якість підтримання цільової функції, ефективність функціонування обладнання МСУ і сумарна вартість витрачених первинних енергоресурсів.

Список використаних джерел

1. Северцев Н.А. Надежность сложных систем в эксплуатации и обработке/ Н.А. Северцев.- М.: Высшая школа, 1989.- 432 с.
2. Браун Дэвид Б. Анализ и разработка систем обеспечения техники безопасности: системный подход в технике безопасности.- М.: Машиностроение, 1979. – 360 с.
3. Чернявский Г.И. Адаптивное управление техническим состоянием и безопасностью эксплуатации сложных технических систем в условиях ресурсных ограничений / Г. И. Чернявский // Энергобезопасность в документах и фактах. – М., 2006. – Вып 2 (19). – С. 5-7.
4. Давыдов В.О. Имитационная модель объекта управления для систем управления надежностью / В.О. Давыдов, О.Б. Максимова // Труды Одесского политехнического университета. – Одесса, 2010. – Вып. 1(133). – 2(34). – С. 75-80.
5. Максимова О.Б. Методика расчета критерия управления структурой сложных технических систем / О.Б. Максимова, В.О. Давыдов, В.М. Тонконогий // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки. – 2011. - №3. – С. 19-23.

Анотація

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА КРИТЕРИЯ МЕХАТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ СТРУКТУРОЙ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ

Сивак И.М., Човнюк Ю.В.

Предложена усовершенствованная методика расчета критерия мехатронного управления структурой сложных технических систем точного земледелия. В основу критерия положены такие составляющие как: надежность оборудования, качество мехатронного управления, стоимость ресурсов и эффективность оборудования точного земледелия.

Abstract

IMPROVEMENT METHODOLOGY DESIGN CRITERIA MECHATRONIC STRUCTURE MANAGEMENT OF COMPLEX TECHNICAL SYSTEMS FOR PRECISION FARMING

I. Sivak, Y. Chovniuk

The method of improved calculation a multidimensional criterion management of complex technical systems (such as agriculture precise action) with heap of mechatronics is proposed. The criterion laid such components as: reliability, quality control, cost of resources and equipment efficiency. The questions of normalization components are considered.

УДК 621.873

ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА МОСТОВОГО ТИПУ

Ловейкін В.С., д.т.н., Ромасевич Ю.О., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

В статті приведено розв'язок задачі оптимального керування рухом вантажопідйомного крана мостового типу. Виконано аналіз результатів моделювання руху крана за енергетичними, електричними, динамічними та кінематичними показниками. Доведена ефективність використання пропонованого оптимального закону руху крана.

Постановка проблеми.

Вантажопідйомні крани мостового типу використовуються у сільськогосподарському виробництві, металургії, машинобудуванні та інших галузях народного господарства. При виконанні перевантажувальних процесів у елементах цих кранів виникають значні динамічні навантаження, які

знижують надійність роботи крана. Значна частка енергетичних витрат йде на шкідливий нагрів приводних двигунів, що знижує їх довговічність.

Однією з проблем, яка виникає під час транспортування вантажу на гнучкому підвісі, є розгойдування вантажу. Досвідчені кранівники успішно їх усувають шляхом короткочасних вмикань приводу. Однак, такий спосіб не можна вважати ефективним, оскільки він знижує енергетичну ефективність роботи крана та збільшує динамічні навантаження у його елементах.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Дослідженню динаміки руху мостових кранів присвячені роботи [1-5], які проведені для випадків використання двигунів постійного струму або змінного струму із фазним ротором.

Останнім часом мостові крани обладнують частотно-керованим приводом, який призводить до зміни характеру збурення у динамічній системі крана. Дослідженню роботи кранів, які обладнані частотними перетворювачами, присвячені роботи [6, 7]. Використання стандартних налаштувань у частотних перетворювачах не дають змоги у повній мірі усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі та зменшити динамічні навантаження у елементах крана. Однак, зменшення енерговитрат при частотному керуванні є значним, навіть при стандартних налаштуваннях частотних перетворювачів. Зменшення небажаних показників руху мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі можливе з використанням оптимального керування. Розробці та дослідженню оптимальних законів керування рухом кранів присвячені роботи [6-10].

Постановка мети та задач дослідження.

Метою приведеної роботи є дослідження оптимального закону руху мостового крана, що обладнаний частотно-керованим асинхронним приводом.

У відповідності до мети ставляться такі задачі: 1) синтезувати оптимальне керування мостовим краном на гнучкому підвісі; 2) провести моделювання руху крана; 3) проаналізувати отримані результати та оцінити ефективність практичного використання знайденого оптимального керування рухом вантажопідйомного крана.

Виклад основного матеріалу.

Для проведення дослідження використаємо динамічну модель руху мостового крана, яка показана на рис. 1.

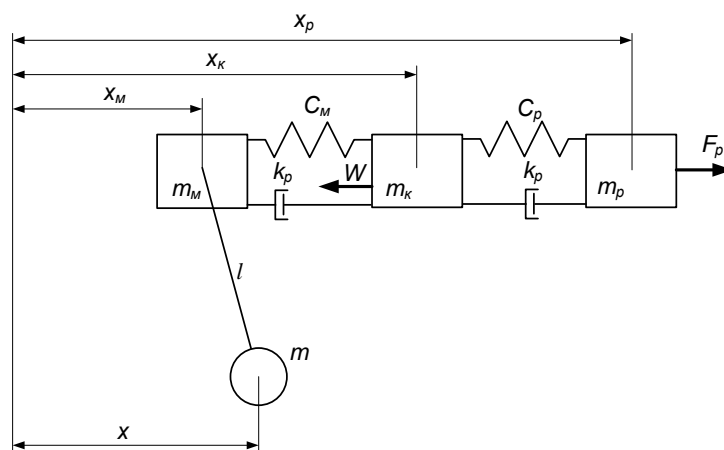


Рис. 1 – Чотиримасова динамічна модель руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі

Динаміка руху крана із врахуванням збурюючої дії від асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором описується такою системою диференціальних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{di_{1\alpha}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1 + k_r e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{1\beta}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1 - k_r e_{2\beta}); \\ \frac{di_{2\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1) k_s + e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{2\beta}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1) k_s - e_{2\beta}); \\ 3pL_{12}(i_{1\beta}i_{2\alpha} - i_{1\alpha}i_{2\beta}) \frac{u\eta_{nep}}{r_{кол}} = m_p \ddot{x}_p + c_p(x_p - x_k) + k_p(\dot{x}_p - \dot{x}_k); \\ m_k \ddot{x}_k = c_p(x_p - x_k) + k_p(\dot{x}_p - \dot{x}_k) - c_m(x_k - x_m) - k_m(\dot{x}_k - \dot{x}_m) - W \text{sign}(\dot{x}_k); \\ m_m \ddot{x}_m = c_m(x_k - x_m) + k_m(\dot{x}_k - \dot{x}_m) - \frac{mg}{l}(x_m - x); \\ \ddot{x} = \frac{g}{l}(x_m - x), \end{array} \right. \quad (1)$$

де u – передаточне число механізму переміщення крана;
 $r_{кол}$ – радіус приводного колеса крана;
 η_{nep} – ККД передач приводу крана;
 W – опір переміщенню мостового крана, прикладений до коліс кінцевих балок;
 l – довжина гнучкого підвісу вантажу;
 g – прискорення вільного падіння;
 $i_{1\alpha}, i_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму статора на нерухомі координатні осі α і β ;
 $i_{2\alpha}, i_{2\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму ротора на нерухомі координатні осі α і β ;
 L_1, L_2 – індуктивності статорної та роторної обмоток; L_{12} – взаємодукція; k_r і k_s – коефіцієнти магнітного зв'язку ротора та статора відповідно ($k_r = \frac{L_{12}}{L_2}$; $k_s = \frac{L_{12}}{L_1}$);
 M – електромагнітний момент двигуна;
 p – кількість пар полюсів електричної машини;
 $u_{1\alpha}, u_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора напруги статора на координатні осі α і β ($u_{1\alpha} = U_{\max} \cos(2\pi \int f dt)$, $u_{1\beta} = U_{\max} \sin(2\pi \int f dt)$);
 U_{\max} – амплітуда фазної напруги живлення двигуна; f – частота напруги живлення двигуна; $e_{2\beta}, e_{2\alpha}$ – ЕРС, що індукуються поточкозчепленнями

ротора по осях α і β відповідно ($e_{2\alpha} = p\omega_{\partial 6}(L_2 i_{2\beta} + L_{12} i_{1\beta}) + i_{2\alpha} R_2$,
 $e_{2\beta} = p\omega_{\partial 6}(L_2 i_{2\alpha} + L_{12} i_{1\alpha}) - i_{2\beta} R_2$);

R_1 – активний опір статорної обмотки;

R_2 – приведений до статора активний опір роторної обмотки;

δ – коефіцієнт розсіювання ($\delta = 1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{X_1}{2\pi f L_{12}}\right)\left(1 + \frac{X_2}{2\pi f L_{12}}\right)}$);

X_1 – індуктивний опір статорної обмотки;

X_2 – приведений до статора індуктивний опір роторної обмотки;

m_p, m_k, m_m, m – приведені до поступального руху маси приводного механізму, кінцевих балок, моста і вантажу відповідно;

x_p, x_k, x_m, x – узагальнені координати, які відповідають масам m_p, m_k, m_m и m ;

c_p, c_k, c_m – приведені жорсткості привода, кінцевих балок і моста крана відповідно;

k_p, k_m – приведені коефіцієнти дисипації в приводі і крановому мості відповідно.

Крапка над символом означає диференціювання за часом.

Для усунення коливань елементів крана, представленого моделлю (1), необхідно, щоб підінтегральний вираз оптимізаційного критерію включав як мінімум сьому похідну функції $x(t)$ за часом. Крім того, необхідно щоб підінтегральний вираз було представлено у квадратичній формі:

$$\left\{ \begin{array}{l} x(0) = \dot{x}(0) = \ddot{x}(0) = \overset{IV}{\ddot{x}(0)} = \overset{V}{x(0)} = \overset{VII}{x(0)} = 0; \\ x(t_{\text{розг}}) = s; \\ \dot{x}(t_{\text{розг}}) = v; \\ \overset{IV}{\ddot{x}(t_{\text{розг}})} = \overset{V}{\ddot{x}(t_{\text{розг}})} = \overset{VII}{x(t_{\text{розг}})} = \overset{V}{\dot{x}(t_{\text{розг}})} = \overset{VII}{x(t_{\text{розг}})} = 0; \\ \overset{VI}{x(t_{\text{розг}})} = -W c_m g / m_m m_k l, \end{array} \right. \quad (2)$$

де $t_{\text{розг}}$ – тривалість розгону мостового крана;

A_1, A_2, A_3, A_4 – постійні коефіцієнти, які визначаються з наступних виразів:

$$A_1 = m_m + m + m_k + m_p;$$

$$A_2 = \frac{(m_m + m)(m_p + m_k)}{c_m} + \frac{m_p(m_m + m + m_k)}{c_p} + (m_m + m_k + m_p) \frac{l}{g};$$

$$A_3 = \frac{(m_m + m)m_p m_k}{c_p c_m} + \left(\frac{m_p(m_m + m_k)}{c_p} + \frac{m_m(m_p + m_k)}{c_m} \right) \frac{l}{g};$$

$$A_4 = \frac{m_i m_p m_e l}{c_p c_i g}$$

Умовою мінімуму критерію (2) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$${}^{XVI}x + B_1 {}^{XIV}x + B_2 {}^{XII}x + B_3 {}^Xx + B_4 {}^{VIII}x + B_5 {}^{VI}x + B_6 {}^{IV}x = 0, \quad (3)$$

де $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$ – постійні коефіцієнти.

Знайти розв'язок диференціального рівняння (3) в аналітичному виді неможливо. Таким чином, оптимізаційна завдання (1), (2) не може бути розв'язана в аналітичному вигляді методом варіаційного числення. Для її розв'язку виконаємо заміну підінтегрального виразу критерію (2). Надалі це дасть можливість знайти наближений розв'язок задачі (1), (2).

Для знаходження „опорної” функції, за допомогою якої надалі буде виконана мінімізація критерію (2), використовуємо критерій:

$$I_{\left(x_m - x\right)^2} = \left[\frac{1}{t_{розг}} \int_0^{t_{розг}} \left(x_m - x \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{g^2}{l^2} \frac{1}{t_{розг}} \int_0^{t_{розг}} \left(x \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (4)$$

Умова мінімуму критерію (5) – рівняння Ейлера-Пуассона:

$${}^{XVI}x = 0. \quad (5)$$

Розв'язок диференціального рівняння (5) представляється у вигляді полінома:

$$x = \sum_{i=0}^{i=15} Q_i t^i, \quad (6)$$

де Q_i – постійні інтегрування, які визначаються із крайових умов руху мостового крана:

$$\left\{ \begin{array}{l} {}^{IV}x(0) = {}^V\dot{x}(0) = {}^{VII}\ddot{x}(0) = {}^{IV}x(t_{розг}) = {}^V\dot{x}(t_{розг}) = {}^{VII}\ddot{x}(t_{розг}) = x(t_{розг}) = \dot{x}(t_{розг}) = \ddot{x}(t_{розг}) = 0; \\ {}^{VI}x(t_{розг}) = s; \\ {}^{VI}\dot{x}(t_{розг}) = v; \\ {}^{VI}x(t_{розг}) = -W c_m g / m_m m_k l, \end{array} \right. \quad (7)$$

де s – відстань переміщення крана протягом перехідного процесу;

v – усталена швидкість руху крана;

$t_{розг}$ – тривалість розгону крана.

З урахуванням крайових умов (7) вираз (6) записується так:

$$x = \frac{t^6}{t_{\text{розг}}^{15}} \left(\frac{-W c_m g}{m_m m_k l} (t - t_{\text{розг}})^8 t_{\text{розг}}^6 (8t + t_{\text{розг}}) - 720st^2 (3432t^7 - 25740t^6 t_{\text{розг}} + 83160 \times \right. \\ \times t^5 t_{\text{розг}}^2 - 150150t^4 t_{\text{розг}}^3 + 163800t^3 t_{\text{розг}}^4 - 108108t^2 t_{\text{розг}}^5 + 40040t t_{\text{розг}}^6 - 6435t_{\text{розг}}^7) + 720 \times (8) \\ \times t^2 (t - t_{\text{розг}}) t_{\text{розг}} (1716t^6 - 11088t^5 t_{\text{розг}} + 30030t^4 t_{\text{розг}}^2 - 43680t^3 t_{\text{розг}}^3 + 36036t^2 t_{\text{розг}}^4 - \\ \left. - 16016t t_{\text{розг}}^5 + 3003t_{\text{розг}}^6) v \right).$$

У виразі (8) присутній параметр s , який априорі не заданий. Це дозволяє використовувати його для того, щоб на „опорній” функції (6) досягти мінімум критерію (1). Для цього необхідно розв’язати рівняння:

$$\frac{\partial I_{F_p^2}}{\partial s} = 0. \quad (9)$$

Свідомо не будемо приводити рівняння (9) у розгорнутому виді, оскільки воно має значний об’єм. Розв’язок рівняння (9) має такий вигляд:

$$s = \frac{vt_{\text{розг}}}{2}. \quad (10)$$

Підставляючи вираз (10) в (8) одержимо функцію, яка мінімізує одночасно два критерії (2) і (4).

Проведемо моделювання руху мостового крана за оптимальним законом руху (8), (10). Будемо вважати, що використовується частотне керування асинхронним приводом крана, а сам закон реалізується у вигляді дискретного задання частоти напруги живлення двигунів.

Дискретна форма оптимального закону керування представляється у вигляді двомірного масиву. Для унаочнення такої форми закону руху крана представимо його у вигляді таблиці 1. У табл. 1 використані такі позначення: t_i – i -те значення дискретного часу; f_i – i -те значення дискретної частоти; N – кількість дискретних значень частоти або часу (розмірність масиву), яка визначається за таким виразом:

$$N = \frac{T}{\Delta t}, \quad (11)$$

де Δt – тривалість між сусідніми дискретними значеннями часу (крок часу); T – тривалість моделювання руху мостового крана. Показник i пробігає значення від 0 до N .

Таблиця 1 – Дискретна форма оптимального закону керування

| | | | | | | | | | | |
|-------------------|-------|-------|-------|-----|-----------|-------|-----------|-----|-----------|-------|
| Дискретний час | t_0 | t_1 | t_2 | ... | t_{i-1} | t_i | t_{i+1} | ... | t_{N-1} | t_N |
| Дискретна частота | f_0 | f_1 | f_2 | ... | f_{i-1} | f_i | f_{i+1} | ... | f_{N-1} | f_N |

При реалізації уточненого закону зміни частоти напруги живлення між сусідніми значеннями частоти f_{i-1} та f_i її зміна відбувається за лінійним законом, що визначається відповідним налаштуванням у частотних перетворювачах.

Подальше дослідження уточненого оптимального закону руху проведено за допомогою розрахункових експериментів. Це дасть змогу відповісти на питання про можливість практичної реалізації уточненого оптимального закону.

Оцінка ефективності використання оптимального керування рухом мостового крана проведена за енергетичними, електричними, динамічними та кінематичними показниками. Розрахункові експерименти проведено при умові, що довжина гнучкого підвісу змінюється з часом: зменшується при розгоні крана та збільшується при його гальмуванні. Незалежними факторами у дослідженнях є: початкова довжина гнучкого підвісу, початкова напруга живлення кранових приводних двигунів, тривалість розгону та гальмування двигуна (реальна тривалість розгону/ гальмування приводних двигунів може відрізнитись від заданої у налаштуваннях частотного перетворювача). Кожен незалежний фактор варіюється на трьох рівнях.

У табл. 2 представлені оціночні показники, які отримані за допомогою проведення розрахункових експериментів. Три значення в кожній комірці таблиці відповідають трьом значенням початкової напруги живлення 0 , $0,1U_{ном}$ та $0,3U_{ном}$. Для випадків початкової довжини гнучкого підвісу $7,25$ м та $14,25$ м при $t_{розг}=3$ с значення частоти напруги живлення на деяких етапах руху крана набуває від'ємних значень, що означає зміну чергування фаз двигуна. Такі режими роботи частотних перетворювачів необхідно уникати, тому розрахункові експерименти для вказаних випадків не проводились (у табл. 2 відповідні комірки заповнені прочерками).

Проведемо аналіз даних, які представлені у табл. 2. Тривалість розгону та гальмування значно впливає на енергетичні показники руху крана. Крім того, при тривалості розгону та гальмування 3 секунди збільшення початкової напруги живлення двигунів призводить до зниження енергетичних витрат. Загалом для всіх розрахункових експериментів витрати енергії менші аніж для стандартних характеристик розгону та гальмування, які налаштовуються у частотних перетворювачах [11] (лінійної, S-подібної та подвійної S-подібної). Для більших тривалостей $t_{розг}$ витрати енергії зменшуються: на 19% для $t_{розг}=6$ секунд і на 23% для $t_{розг}=9$ секунд. Таким чином, використання уточненого оптимального закону (8), (10) дозволяє зменшити енергетичні витрати крана.

Таблиця 2 – Оціночні показники руху мостового крана за оптимальним законом

| 1 | початкова довжина гнучкого підвісу вантажу | | |
|--|--|--------|---------|
| | 2,25 м | 7,25 м | 14,25 м |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Тривалість розгону та гальмування 3 секунди | | | |
| Витрати енергії E , Дж | 409936 | - | - |
| | 333972 | - | - |
| | 222582 | - | - |
| Втрати енергії ΔE , Дж | 246925 | - | - |
| | 163276 | - | - |
| | 46610 | - | - |
| Відносні втрати енергії \tilde{E} , % | 60,23 | - | - |
| | 48,88 | - | - |
| | 20,94 | - | - |
| Максимальний електромагнітний момент двигуна M_{\max} , Нм | 184 | - | - |
| | 182 | - | - |
| | 208 | - | - |
| Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max} | 3,29 | - | - |
| | 3,26 | - | - |
| | 3,72 | - | - |
| Максимальний струм двигуна I_{\max} , А | 237 | - | - |
| | 216 | - | - |
| | 146 | - | - |
| Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max} | 5,85 | - | - |
| | 5,34 | - | - |
| | 3,61 | - | - |
| Максимальний момент у швидкохідному валу привода $M_{n.\max}$, Нм | 773 | - | - |
| | 545 | - | - |
| | 321 | - | - |
| Максимальне приведенне зусилля у мості $R_{m.\max}$, Н | 63574 | - | - |
| | 68773 | - | - |
| | 54166 | - | - |
| Максимальне відхилення канату з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м | 0,281 | - | - |
| | 0,424 | - | - |
| | 0,372 | - | - |
| Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{\max}$, рад | 0,094 | - | - |
| | 0,142 | - | - |
| | 0,125 | - | - |
| Лінійна амплітуда залишкових коливань канату з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max}(t > T)$, м | 0,109 | - | - |
| | 0,089 | - | - |
| | 0,035 | - | - |
| Кутова амплітуда залишкових коливань канату з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{\max}(t > T)$, рад | 0,036 | - | - |
| | 0,029 | - | - |
| | 0,011 | - | - |

Продовж. табл. 2.

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|--|--------|--------|--------|
| Тривалість розгону та гальмування 6 секунд | | | |
| Витрати енергії E , Дж | 176169 | 174646 | 184402 |
| | 180184 | 178347 | 185281 |
| | 189965 | 188355 | 190117 |
| Втрати енергії ΔE , Дж | 16178 | 15144 | 25659 |
| | 20188 | 18841 | 26517 |
| | 29972 | 28839 | 31333 |
| Відносні втрати енергії \tilde{E} , % | 9,18 | 8,67 | 16,48 |
| | 11,20 | 10,56 | 14,31 |
| | 15,77 | 15,31 | 13,91 |
| Максимальний електромагнітний момент двигуна M_{\max} , Нм | 91 | 97 | 117 |
| | 95 | 106 | 130 |
| | 144 | 152 | 138 |
| Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max} | 1,63 | 1,74 | 2,09 |
| | 1,71 | 1,91 | 2,32 |
| | 2,58 | 2,73 | 2,47 |
| Максимальний струм двигуна I_{\max} , А | 147 | 151 | 155 |
| | | | |
| Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max} | 3,64 | 3,73 | 3,82 |
| | | 3,58 | |
| Максимальний момент у швидкохідному валу привода $M_{n.\max}$, Нм | 138 | 144 | 171 |
| | 145 | 149 | 184 |
| | 167 | 160 | 196 |
| Максимальне приведенне зусилля у мості $R_{m.\max}$, Н | 27460 | 26763 | 27728 |
| | 29274 | 28492 | 32852 |
| | 32465 | 30161 | 34965 |
| Максимальне відхилення канату з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м | 0,189 | 0,497 | 0,922 |
| | 0,187 | | |
| | 0,186 | | |
| Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{\max}$, рад | 0,063 | 0,062 | 0,061 |
| | 0,062 | | |
| Лінійна амплітуда залишкових коливань канату з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max}(t > T)$, м | 0,018 | 0,016 | 0,030 |
| | 0,016 | | 0,023 |
| Кутова амплітуда залишкових коливань канату з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{\max}(t > T)$, рад | 0,006 | 0,002 | 0,002 |
| | 0,005 | | 0,001 |

Продовж. табл. 2.

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|--|--------|--------|--------|
| Тривалість розгону та гальмування 9 секунд | | | |
| Витрати енергії E , Дж | 160269 | 158383 | 157299 |
| | 167448 | 164554 | 162753 |
| | 183709 | 178402 | 175159 |
| Втрати енергії ΔE , Дж | 13432 | 11844 | 11175 |
| | 20610 | 18011 | 16626 |
| | 36872 | 31862 | 29027 |
| Відносні втрати енергії \tilde{E} , % | 8,38 | 7,47 | 7,10 |
| | 12,30 | 10,94 | 10,21 |
| | 20,07 | 17,85 | 16,57 |
| Максимальний електромагнітний момент двигуна M_{\max} , Нм | 71 | 59 | 64 |
| | 79 | 78 | 75 |
| | 81 | 80 | 91 |
| Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max} | 1,27 | 1,06 | 1,15 |
| | 1,42 | 1,39 | 1,35 |
| | 1,45 | 1,43 | 1,63 |
| Максимальний струм двигуна I_{\max} , А | 145 | | |
| Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max} | 3,58 | | |
| Максимальний момент у швидкохідному валу привода $M_{n,\max}$, Нм | 109 | 90 | 96 |
| | 123 | 119 | 113 |
| | 125 | 124 | 140 |
| Максимальне приведенне зусилля у мості $R_{m,\max}$, Н | 19017 | 16777 | 19024 |
| | 20261 | 20561 | 23195 |
| | 20533 | 21781 | 26911 |
| Максимальне відхилення канату з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м | 0,121 | 0,334 | 0,620 |
| Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{\max}$, рад | 0,040 | 0,041 | 0,041 |
| Лінійна амплітуда залишкових коливань канату з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max}(t > T)$, м | 0,010 | 0,003 | 0,013 |
| Кутова амплітуда залишкових коливань канату з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{\max}(t > T)$, рад | 0,003 | 0 | |

Перейдемо до аналізу електричних показників. В плані зниження максимальних значень електромагнітного моменту та струму двигуна переваги оптимального керування проявляються лише при тривалостях розгону та гальмування 6 та 9 секунд. Приведемо графіки зміни струму (рис. 2) та електромагнітного моменту двигуна (рис. 3), які відповідають найбільшим значенням електричних показників у проведених розрахункових експериментах. Аналіз графіків на рис. 2 та рис. 3 показує, що найбільш

небезпечним режимом роботи двигуна є його пуск. Це приводить до висновку, що на режим пуску двигуна необхідно звертати особливу увагу при дослідженні руху крана.

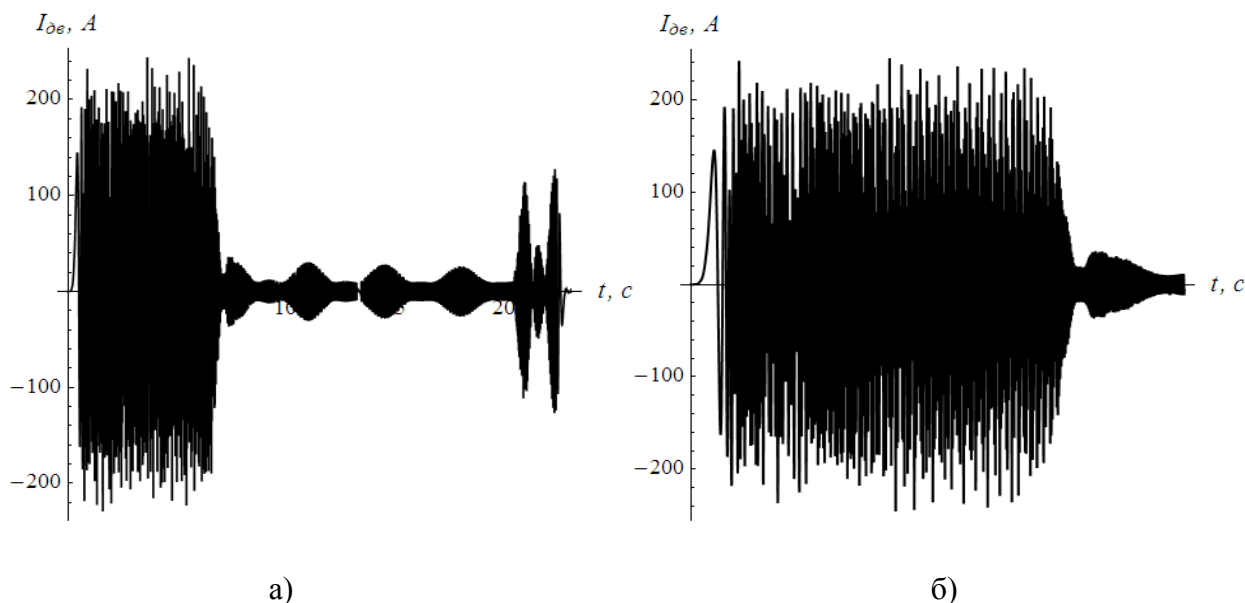


Рис. 2 – Зміна струму споживаного крановим двигуном: а) протягом усього циклу руху; б) протягом пуску

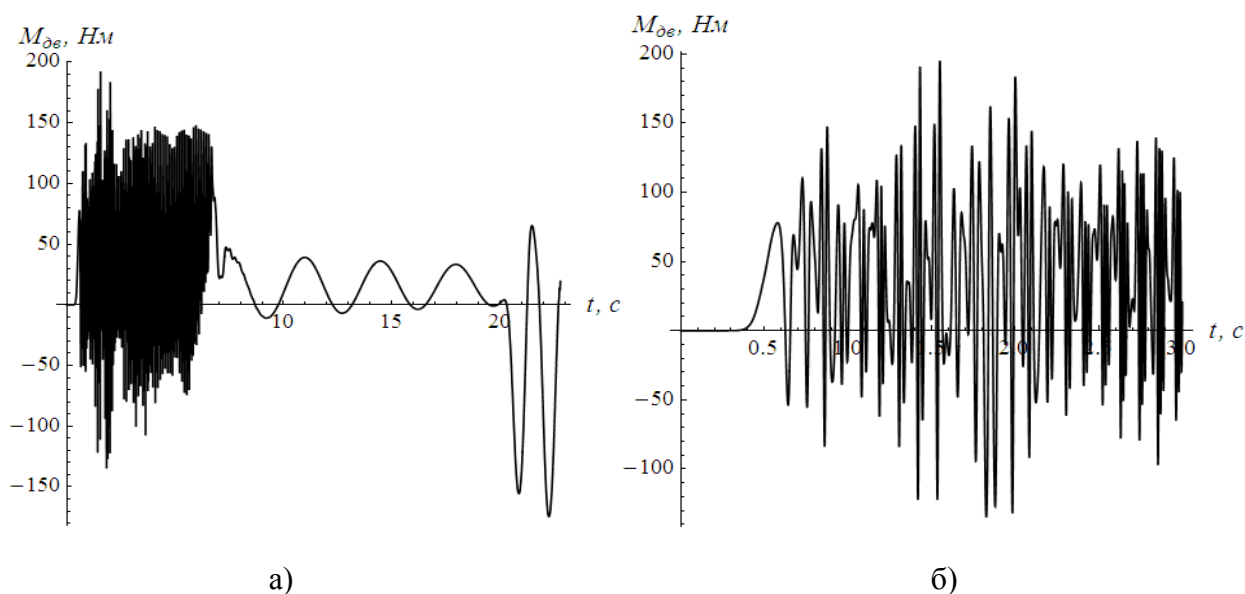


Рис. 3 – Зміна електромагнітного моменту кранового двигуна: а) протягом усього циклу руху; б) протягом пуску

Таким чином, бажано експлуатувати кран при тривалості розгону та гальмування не менше 6 секунд, що дозволяє зменшити небажані динамічні навантаження на елементи крана.

Приведемо графіки динамічних показників для випадку їх найбільших значень (рис. 4 та рис. 5). Аналіз приведених графіків підтверджує вже зроблений висновок про те, що до режиму пуску крана необхідно пред'являти особливу увагу.

Проаналізуємо залишкові коливання вантажу на гнучкому підвісі. Максимальне відхилення канату з вантажем після зупинки крана не перевищує

0,011 радіан (0,60). Проілюструємо еволюцію коливань вантажу на гнучкому підвісі за допомогою фазового портрету (рис. 6), який побудований за даними розрахункового експерименту при $l_0=7,25$ м, $U_0=0,1U_{ном}$ та $t_{розг}=6$ с.

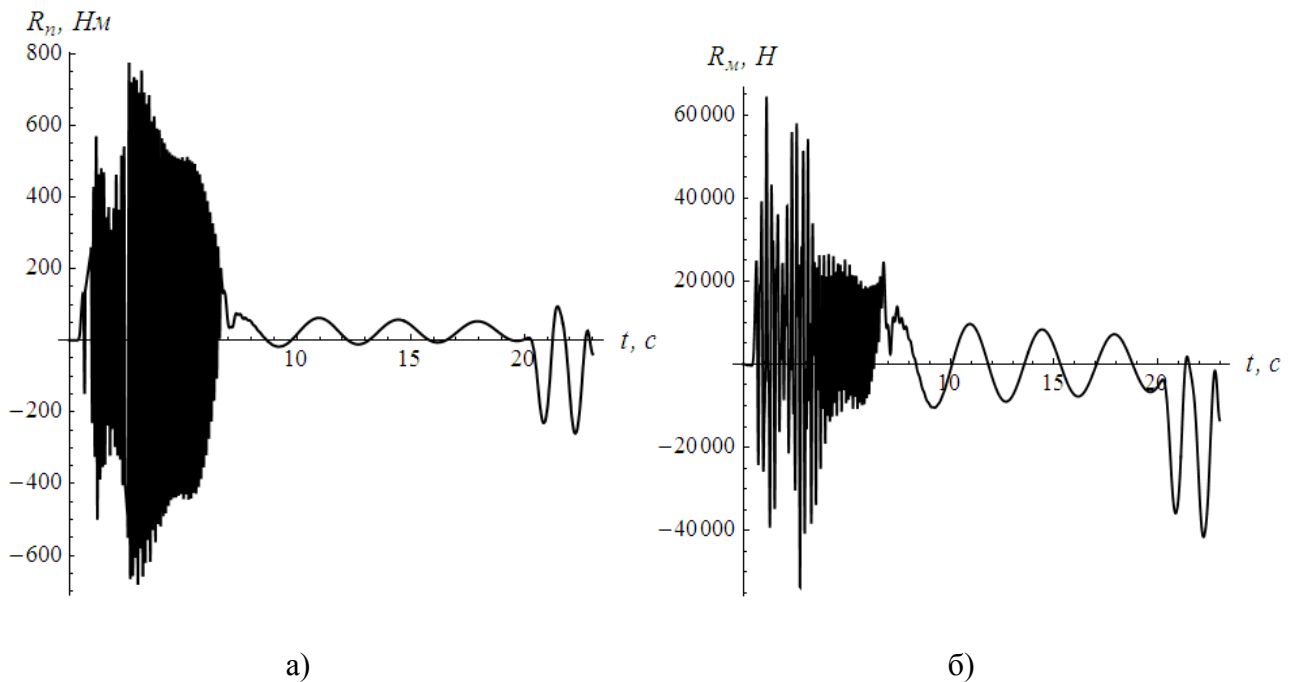


Рис. 5 – Графіки зміни динамічних показників роботи крана: а) момент на швидкохідному валу привода; б) приведене зусилля у крановому мості

Фазовий портрет коливань вантажу на гнучкому підвісі показує, що відхилення вантажу відбувається протягом пуску та гальмування крана, а залишкові коливання вантажу настільки малі, що ними можна знехтувати.

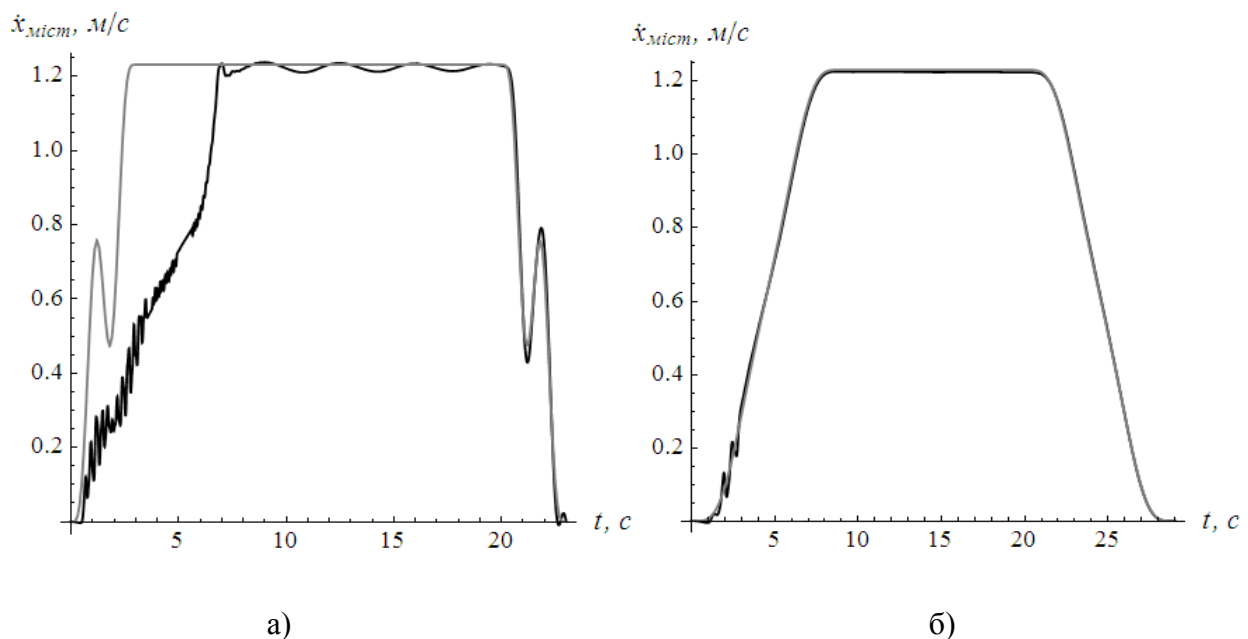


Рис. 7 – Графіки зміни швидкості руху моста при наступних параметрах: а) $t_{розг}=3$ секунди, $l_0=2,25$ м, $U_0=0$; б) $t_{розг}=9$ секунд, $l_0=6,25$ м, $U_0=0,3U_{ном}$

Приведемо графіки зміни швидкості руху кранового моста (рис. 7). Тут сірим кольором показано графік заданої швидкості, яка пропорційна частоті напруги живлення двигунів, а чорним кольором – графік швидкості руху моста, який отриманий за даними розрахункових експериментів. Аналіз графіків показує, що для невеликої тривалості перехідних процесів похибка між швидкістю, що отримана у результаті проведення експериментів, та заданою швидкістю руху крана є значною. При збільшенні показників $t_{розг}$ та U_0 вказана похибка зменшується.

Висновок

У результаті проведених досліджень встановлено, що використання знайденого оптимального закону руху мостового крана дозволяє підвищити ефективність його експлуатації. При цьому зменшується загальне енергоспоживання кранових двигунів, підвищується точність позиціонування вантажу за рахунок усунення його коливань на гнучкому підвісі, знижується рівень динамічної навантаженості елементів крана та усуваються пікові струмові навантаження. Реалізація оптимального керування покладається на мехатронну систему керування рухом крана.

Список використаної літератури

1. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
2. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
3. Грузоподъемные краны. Кн. 2 / М. Шеффлер, Х. Дресиг, Ф. Курт; [пер. с немецкого М.М. Рунов, В.Н. Федосеев]; под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.
4. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л.Я. Будиков. – Луганск: Издательство ВУГУ, 1997. – 210 с.
5. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов– М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
6. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв. – Одесса.: СМІЛ, 2008. – 192 с.
7. Ловейкін В.С. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідійомних машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2012. – 298 с.
8. Григоров О.В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дисс. на соиск. степ. доктора техн. наук: 05.05.05 / Григоров Отто Владимирович. – Х., 1995. – 386 с.
9. Мельникова Л.В. Автоматизация технологического процесса перемещения механизма с подвешенным грузом средствами микропроцессорного управления: дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: 05.09.03 / Мельникова Любовь Васильевна. - Одесса, 2000. – 116 с.

10. Базил Ш. Управление электроприводом циклически работающих механизмов горизонтального перемещения: дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: 05.09.03 / Базил Шафик. - Одесса, - 1993. – 186 с.
11. Преобразователи частоты FR-E7: руководство по эксплуатации: артикул 212650. Версия В. Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2008. – 512 с.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА МОСТОВОГО ТИПА

Ловейкин В.С., Ромасевич Ю.О.

В статье приведено решение задачи оптимального управления движением грузоподъемным краном мостового типа. Проведен анализ результатов моделирования движения крана по энергетическим, электрическим, динамическим и кинематическим показателям. Доказана эффективность использования предложенного оптимального закона движения крана.

Abstract

THE RESEARCH OF OPTIMAL CONTROL OF BRIDGE LIFTING CRANE

Loveikin V., Romasevich Y.

The solution of optimal control problem of bridge crane movement has been shown in the article. The analysis of crane movement simulation results has been carried out according to power, electrical, dynamical and kinematic indexes. Efficient using of proposed optimal law of crane movement has been proved.

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ І.І. БЛЕХМАНА ДЛЯ АНАЛІЗУ ВПЛИВУ ВЕРТИКАЛЬНИХ ВІБРАЦІЙ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА НА МАЯТНИКОВІ КОЛИВАННЯ ВАНТАЖУ У ПРОЦЕСАХ ПУСКУ МОСТОВИХ КРАНІВ

Ловейкін¹ В.С., д.т.н., професор, Човнюк¹ Ю.В., к.т.н., доцент,

Діктерук² М.Г., к.т.н., доцент, Почка² К.І., к.т.н., доцент

¹Національний університет біоресурсів та природокористування України,

²Київський національний університет будівництва і архітектури

Проведений аналіз впливу вертикальних вібрацій вантажного візка на маятникові коливання вантажу у процесах пуску мостових кранів. Для встановлення закону зміни у часі кута відхилення вантажу на канаті від вертикалі використаний метод прямого розділення рухів І.І. Блехмана.

Постановка проблеми. При роботі мостових кранів спостерігаються маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівномірний рух кранів або їх вантажних візків, додаткові навантаження на силові елементи кранів, створюють незручності при їх експлуатації, що необхідно враховувати при уточнених розрахунках кранів. Наявність вертикальних коливань вантажного візка, на якому знаходиться точка підвісу вантажу на канаті, призводить до появи додаткових розгойдувань (вантаж) у процесах пуску/гальмування мостових кранів. Тому вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку динамічних навантажень кранів у перехідних процесах вимагає подальших всебічних досліджень системи типу “вантажний візок – канат – вантаж”, які широко застосовуються у аналізі функціонування сучасних (мостових) кранів.

Огляд публікацій за темою дослідження. Задача про коливання маятника з віброуючою віссю підвісу, який представляє собою тверде тіло, що може вільно обертатись у певній вертикальній площині навколо своєї вісі, була розглянута М.М. Боголюбовим та Ю.А. Митропольським [2, 3].

Рух маятника описується рівнянням:

$$\frac{d^2\theta}{d\tau^2} + 2 \cdot \varepsilon \cdot \alpha \cdot \frac{d\theta}{d\tau} + \left\{ k^2 \cdot \varepsilon^2 - \varepsilon \cdot \sin \tau \right\} \cdot \sin \theta = 0, \quad (1)$$

де $(\alpha; k) < 1$; θ – кут відхилення від вертикалі;

ε – малий параметр;

τ – час (безрозмірна величина).

У першому наближенні ($\sim \varepsilon$) усереднене рівняння для нової змінної $\varphi = \theta + \varepsilon \cdot \sin \tau \cdot \sin \varphi$ набуває виду:

$$\frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + 2 \cdot \varepsilon \cdot \alpha \cdot \frac{d\varphi}{d\tau} + \varepsilon^2 \cdot \left(k^2 + \frac{1}{2} \cdot \cos \varphi \right) \cdot \sin \varphi = 0, \quad (2)$$

котре представляє собою рівняння коливань системи, що подібна маятнику з нерухомою точкою підвісу, у якої відновлююча сила пропорційна не $\sin \varphi$, а $\left(k^2 + \frac{1}{2} \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi\right)$.

Основна особливість досліджуваних механічних систем (на які діє вібрація) полягає у тому [5-7], що вібрація основи, на якій встановлені механізми, є немовби каналом передачі потужності (обертального моменту); “пропускна здатність” цього каналу за інших однакових умов зростає зі збільшенням частоти і амплітуди вібрації. Наявність вказаного вібраційного зв'язку призводить до низки своєрідних нелінійних ефектів, котрі можна пояснити як результат появи вібраційних моментів у відповідних рівняннях повільного руху [8].

Задача про коливання фізичного маятника, вісь котрого здійснює вертикальні коливання з частотою ω та амплітудою A є прикладом використання підходу І.І. Блехмана [5-7].

Слід зазначити, що маятникові коливання вантажу на канаті мостового крану у процесах його пуску/гальмування, досліджені у [1], можуть бути вивчені вказаним вище методом І.І. Блехмана, бо рух вантажного візка крану супроводжується виникненням вібраційних коливань внаслідок, зокрема, нерівностей рейкового шляху (підкранова балка).

Результати цитованих вище робіт будуть використані у даному дослідженні.

Мета даної роботи полягає у встановленні основних закономірностей вертикальних вібрацій вантажного візка, їх умов виникнення та впливу на маятникові коливання вантажу у процесах пуску мостових кранів. При цьому використаний підхід І.І. Блехмана, розвинутий у [4].

Виклад основного матеріалу.

Схема та рівняння руху вантажу на канаті мостового крану [1] за умови рівномірного руху вантажного візка може бути подана наступним чином (рис. 1):

$$I \cdot \ddot{\varphi} + k \cdot \dot{\varphi} + m \cdot g \cdot l \cdot \sin \varphi = m \cdot l \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \cdot \sin \varphi, \quad (3)$$

де I, m, l – відповідно момент інерції, приведена маса та довжина канату;
 k – коефіцієнт в'язкого тертя (у [1] подібний вид опору не використовується для моделювання маятникових коливань);

g – прискорення вільного падіння;

φ – кут повороту, який відраховують від вертикального напрямку ($\varphi \approx \frac{x_1 - x_2}{l}$, де $x_{1,2}$ – переміщення центру маси візка та вантажу, відповідно;

у [1] введене позначення $x = x_1 - x_2$, і при довільному значенні φ (а не тільки для $\varphi \ll 1$) $\sin \varphi = \frac{x}{l}$). Величина m виражається зі співвідношення:

$$m = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}, \quad (4)$$

де m_1 – маса вантажного візка;
 m_2 – маса вантажу (масою канату нехтуємо).

На рис. 1 введені позначення:

v_0 – швидкість рівномірного руху центру маси вантажного візка;

γ – кут вібрації відносно вертикалі;

A – амплітуда;

ω – кругова частота вібрації;

t – час.

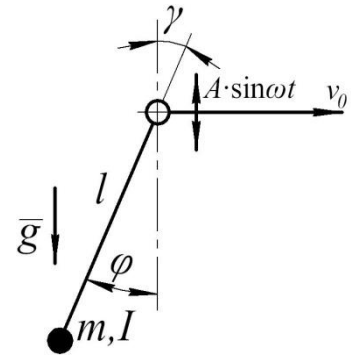


Рис. 1 – Розрахункова схема задачі

Рівняння (3) можна подати у вигляді ($J \equiv I$):

$$\begin{aligned} J \cdot \ddot{\varphi} + k \cdot \dot{\varphi} + m \cdot g \cdot l \cdot \sin \varphi &= m \cdot l \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \cdot \sin \varphi; \Leftrightarrow \\ J \cdot \ddot{\varphi} + k \cdot \dot{\varphi} + (m \cdot g \cdot l - m \cdot l \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t) \cdot \sin \varphi &= 0; \Leftrightarrow \\ \ddot{\varphi} + \frac{k}{J} \cdot \dot{\varphi} + \left(\frac{m \cdot g \cdot l}{J} - \frac{m \cdot l \cdot A \cdot \omega^2}{J} \cdot \sin \omega t \right) \cdot \sin \varphi &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

При розв’язуванні (3) або (5) методом І.І. Блехмана [4] до “повільних” у даному випадку можна віднести момент сили в’язкого опору $k \cdot \dot{\varphi}$ та момент сили тяжіння $m \cdot g \cdot l \cdot \sin \varphi$, а до “швидких” – момент сили інерції $m \cdot l \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t$. Вважаючи, що закон руху маятника має вид:

$$\varphi(t) = \alpha(t) + \psi(t, \omega t), \quad (6)$$

де α – основна “повільна”, а ψ – мала “швидка” 2π -періодична по ωt складові, випишемо систему рівнянь І.І. Блехмана для розглядуваної задачі:

$$\begin{cases} J \cdot \ddot{\alpha} + k \cdot \dot{\alpha} + m \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha = -W(\alpha); \\ [W(\alpha) = -m \cdot l \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \langle \sin \omega t \cdot \sin(\alpha + \psi) \rangle + m \cdot g \cdot l \cdot \langle \sin(\alpha + \psi) - \sin \alpha \rangle]; \\ J \cdot \ddot{\varphi} + k \cdot \dot{\varphi} = -m \cdot g \cdot l \cdot [\sin(\alpha + \psi) - \langle \sin(\alpha + \psi) \rangle] + \\ + m \cdot l \cdot A \cdot \omega^2 \cdot [\sin \omega t \cdot \sin(\alpha + \psi) - \langle \sin \omega t \cdot \sin(\alpha + \psi) \rangle], \end{cases} \quad (7)$$

де дужки $\langle \rangle$ означають тут і нижче оператор усереднення по “швидкому” часу $\tau = \omega t$, котрий може входити в усереднений вираз як явно, так і через функцію ψ :

$$\langle \dots \rangle = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} (\dots) d\tau. \quad (8)$$

Перейдемо до визначення періодичного розв'язку другого рівняння (7), лінеаризуючи попередньо його праву частину по ψ і після спрощень із врахуванням рівності:

$$\langle \psi(t, \omega t) \rangle = 0 \quad (9)$$

приведемо його до безрозмірної форми:

$$\frac{d^2\psi}{d\tau^2} + a \cdot \frac{d\psi}{d\tau} + \lambda^2 \cdot \psi \cdot \cos\alpha = \mu \cdot [\sin\tau \cdot (\sin\alpha + \psi \cdot \cos\alpha) - \cos\alpha \cdot \langle \psi \cdot \sin\tau \rangle], \quad (10)$$

де $\tau = \omega \cdot t$; $a = k / (J \cdot \omega)$; $\mu = m \cdot l \cdot A / J$; $\lambda^2 = p^2 / \omega^2$; $p = m \cdot g \cdot l / J$.

Згідно з основним припущенням швидкість зміни функції ψ значно більша, ніж швидкість зміни α . (Слід зазначити, що у роботі [1] під власною частотою коливань системи розуміють наступну:

$$\Omega^2 = \frac{(m_1 + m_2) \cdot g}{m_1 \cdot l} = \frac{(m_1 + m_2) \cdot g \cdot l}{m_1 \cdot l^2} = \frac{m_2 \cdot g \cdot l}{\left(\frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}\right) \cdot l^2} = \frac{m_2 \cdot g \cdot l}{m \cdot l^2},$$

тобто у [1] маємо: $J = m \cdot l^2$, а маса m , яка входить у чисельник формули для p^2 ототожнюється з m_2). Невідповідність між p та Ω [1] обумовлена способом і послідовністю процедури лінеаризації рівнянь руху кранової системи, проведеної автором [1]. Адже у більш точній постановці слід розглядати рух системи “вантажний візок – канат – вантаж” мостового крану як рух (коливання) фізичного маятника з рухомою точкою підвісу.

Для того, щоб виконувались припущення І.І. Блехмана необхідно виконання умови:

$$\omega \gg (p; \Omega), \quad (11)$$

у достатній степені [8], тобто слід задовольнити нерівність:

$$\lambda^2 = p^2 / \omega^2 \ll 1 \quad (12)$$

або

$$\left(\lambda^2 + \frac{1}{2} \cdot \mu^2\right)^{1/2} \ll 1. \quad (13)$$

Вважаючи величини μ та a малими, покладемо: $a = \mu \cdot a_1$, $\lambda^2 = \mu \cdot \lambda_1^2$ і будемо розшукувати періодичний розв'язок рівняння (10) у вигляді ряду по степеням μ . Обмежуючись членами $\sim \mu^1$, при врахуванні умови (9) знайдемо:

$$\psi = -\mu \cdot \sin\alpha \cdot \sin\omega t = -\left(m \cdot l \cdot A / J\right) \cdot \sin\alpha \cdot \sin\omega t. \quad (14)$$

Тепер за першою формулою (7) після лінеаризації по ψ отримаємо вираз

для вібраційного моменту:

$$W(\alpha) = -m \cdot l \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot \langle \psi \cdot \sin \tau \rangle = \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{4 \cdot J} \cdot \sin 2\alpha. \quad (15)$$

При цьому у (15) $\gamma = 0$. Якщо $\gamma \neq 0$, тоді:

$$W(\alpha) = \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{4 \cdot I} \cdot \sin[2 \cdot (\alpha - \gamma)]. \quad (16)$$

Зокрема, якщо $\gamma = \pi/2$ (горизонтальна вібрація вісі фізичного маятника (на відміну від $\gamma = 0$ – вертикальної вібрації вказаної вісі)), тоді:

$$W(\alpha) = \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{4 \cdot I} \cdot (-1) \cdot \sin 2\alpha. \quad (17)$$

Отже, маємо наступну ситуацію зі значенням вібраційного моменту $W(\alpha)$

:

$$W(\alpha) = \begin{cases} \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{4 \cdot J} \cdot \sin 2\alpha, & \gamma = 0; \\ W(\alpha) = \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{4 \cdot I} \cdot \sin[2 \cdot (\alpha - \gamma)], & 0 < \gamma < \pi/2; \\ \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{4 \cdot I} \cdot (-1) \cdot \sin 2\alpha, & \gamma = \pi/2. \end{cases} \quad (18)$$

Тоді рівняння повільного руху приймає вид:

а) $\gamma = 0$;

$$J \cdot \ddot{\alpha} + k \cdot \dot{\alpha} + m \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha + \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega^1)^2}{4 \cdot J} \cdot \sin 2\alpha = 0; \quad (19)$$

б) $0 < \gamma < \pi/2$;

$$J \cdot \ddot{\alpha} + k \cdot \dot{\alpha} + m \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha + \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{4 \cdot J} \cdot \sin[2 \cdot (\alpha - \gamma)] = 0; \quad (20)$$

в) $\gamma = \pi/2$;

$$J \cdot \ddot{\alpha} + k \cdot \dot{\alpha} + m \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha - \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{4 \cdot J} \cdot \sin 2\alpha = 0. \quad (21)$$

З рівнянь (19)-(21) випливає, що за наявності вібрації частота коливань маятника поблизу нижнього положення рівноваги:

$$a) \quad p_1 = \left[p^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{m \cdot l \cdot A \cdot \omega}{J} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad p_1 > p = \left(\frac{m \cdot g \cdot l}{J} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad \gamma = 0; \quad (22)$$

$$б) \quad p_2 = \left[p^2 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{m \cdot l \cdot A \cdot \omega}{J} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad p_2 < p, \quad \gamma = \pi/2. \quad (23)$$

Для малих кутів α ($\alpha \ll 1$) замість (19)-(21) маємо:

a) $\gamma = 0$;

$$J \cdot \ddot{\alpha} + k \cdot \dot{\alpha} + \left[m \cdot g \cdot l + \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{2 \cdot J} \right] \cdot \alpha; \quad (24)$$

б) $0 < \gamma < \pi/2$;

$$J \cdot \ddot{\alpha} + k \cdot \dot{\alpha} + \left[m \cdot g \cdot l + \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{2 \cdot J} \cdot \cos 2\gamma \right] \cdot \alpha = \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{4 \cdot J} \cdot \sin 2\gamma; \quad (25)$$

в) $\gamma = \pi/2$;

$$J \cdot \ddot{\alpha} + k \cdot \dot{\alpha} + \left[m \cdot g \cdot l - \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{2 \cdot J} \right] \cdot \alpha. \quad (26)$$

Аналітичний розв'язок кожного з рівнянь (24)-(26) має вид:

$$a) \quad \begin{cases} \gamma = 0; & \alpha = (C_1 \cdot \sin \Omega_1 \cdot t + C_2 \cdot \cos \Omega_1 \cdot t) \cdot \exp\left(-\frac{k}{2 \cdot J} \cdot t\right); \\ \Omega_1 = \left[\frac{m \cdot g \cdot l}{J} + \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{2 \cdot J^2} - \frac{k^2}{4 \cdot J^2} \right]^{\frac{1}{2}}. \end{cases} \quad (27)$$

$$\begin{cases}
0 < \gamma < \frac{\pi}{2}; & \alpha = \alpha_0 + (D_1 \cdot \sin \Omega_2 \cdot t + D_2 \cdot \cos \Omega_2 \cdot t) \cdot \exp\left(-\frac{k}{2 \cdot J} \cdot t\right); \\
\Omega_2 = \left[\frac{m \cdot g \cdot l}{J} + \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{2 \cdot J^2} \cdot \cos 2\gamma - \frac{k^2}{4 \cdot J^2} \right]^{\frac{1}{2}}; \\
\alpha_0 = \frac{\left[\frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{4 \cdot J} \cdot \sin 2\gamma \right]}{\left[m \cdot g \cdot l + \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{2 \cdot J} \cdot \cos 2\gamma \right]}.
\end{cases} \quad (28)$$

$$\begin{cases}
\gamma = \frac{\pi}{2}; & \alpha = (E_1 \cdot \sin \Omega_3 \cdot t + E_2 \cdot \cos \Omega_3 \cdot t) \cdot \exp\left(-\frac{k}{2 \cdot J} \cdot t\right); \\
\Omega_3 = \left[\frac{m \cdot g \cdot l}{J} - \frac{(m \cdot l \cdot A \cdot \omega)^2}{2 \cdot J^2} - \frac{k^2}{4 \cdot J^2} \right]^{\frac{1}{2}}.
\end{cases} \quad (29)$$

Константи $C_{1,2}$, $D_{1,2}$ та $E_{1,2}$ знаходяться з початкових умов задачі.

Додаючи до отриманих розв'язків (27)-(29) доданок ψ (14), отримаємо у кожному випадку а), б) та в) розв'язок $\varphi(t)$ за формулою (6). При цьому, у зв'язку з тією обставиною, що $\alpha \ll 1$ слід додавати ψ , яке визначається зі спрощеної формули (14):

$$\psi \approx -\left(m \cdot l \cdot \frac{A}{J}\right) \cdot \alpha \cdot \sin \omega t. \quad (30)$$

Нижче у таблиці 1 наведені розрахунки значень $\Omega_{1,2,3}$ для різних значень $\frac{m_2}{m_1}$, $\frac{A}{l}$, l , ω , γ за умови:

$$\frac{m \cdot g \cdot l}{J} \gg \frac{k^2}{4 \cdot J^2}. \quad (31)$$

При виконанні умови (31) власні частоти коливань набувають виду:

$$\Omega_1 \approx \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \cdot \frac{g}{l} + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{A}{l}\right)^2 \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot \left(\frac{m_2}{m_1}\right)^2} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (32)$$

$$\Omega_2 \approx \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \cdot \frac{g}{l} + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{A}{l}\right)^2 \cdot \frac{\omega^2 \cdot \cos 2\gamma}{2 \cdot \left(\frac{m_2}{m_1}\right)^2} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (33)$$

$$\Omega_3 \approx \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \cdot \frac{g}{l} - \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{A}{l}\right)^2 \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot \left(\frac{m_2}{m_1}\right)^2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (32)$$

Таблиця 1 – Значення власних частот коливань $\Omega_{1,2,3}$, c^{-1} ($\gamma = 30^0$)

| l, m | $\left(\frac{A}{l}\right)^2$ | $\frac{\omega}{2\pi} = 2 \Gamma \zeta$ | | | $\frac{\omega}{2\pi} = 8 \Gamma \zeta$ | | |
|--------|------------------------------|--|--|--|--|--|--|
| | | $\frac{m_2}{m_1} = 5$ | $\frac{m_2}{m_1} = 10$ | $\frac{m_2}{m_1} = 20$ | $\frac{m_2}{m_1} = 5$ | $\frac{m_2}{m_1} = 10$ | $\frac{m_2}{m_1} = 20$ |
| 10 | 10^{-3} | $\Omega_1 = 2,449$; $\Omega_2 = 2,438$; $\Omega_3 = 2,403$; | $\Omega_1 = 3,299$; $\Omega_2 = 3,292$; $\Omega_3 = 3,270$; | $\Omega_1 = 4,548$; $\Omega_2 = 4,544$; $\Omega_3 = 4,529$; | $\Omega_1 = 2,776$; $\Omega_2 = 2,607$; $\Omega_3 = 2,017$; | $\Omega_1 = 3,510$; $\Omega_2 = 3,399$; $\Omega_3 = 3,043$; | $\Omega_1 = 4,690$; $\Omega_2 = 4,615$; $\Omega_3 = 4,383$; |
| | $5 \cdot 10^{-3}$ | $\Omega_1 = 2,541$; $\Omega_2 = 2,484$; $\Omega_3 = 2,306$; | $\Omega_1 = 3,357$; $\Omega_2 = 3,321$; $\Omega_3 = 3,211$; | $\Omega_1 = 4,587$; $\Omega_2 = 4,563$; $\Omega_3 = 4,491$; | $\Omega_1 = 3,871$; $\Omega_2 = 3,230$; $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 4,293$; $\Omega_2 = 3,823$; $\Omega_3 = 1,774$; | $\Omega_1 = 5,250$; $\Omega_2 = 4,907$; $\Omega_3 = 3,693$; |
| | 10^{-2} | $\Omega_1 = 2,650$; $\Omega_2 = 2,541$; $\Omega_3 = 2,179$; | $\Omega_1 = 3,427$; $\Omega_2 = 3,357$; $\Omega_3 = 3,136$; | $\Omega_1 = 4,634$; $\Omega_2 = 4,587$; $\Omega_3 = 4,442$; | $\Omega_1 = 4,907$; $\Omega_2 = 3,871$; $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 5,107$; $\Omega_2 = 4,293$; $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 5,876$; $\Omega_2 = 5,250$; $\Omega_3 = 2,583$; |
| 15 | 10^{-3} | $\Omega_1 = 2,009$; $\Omega_2 = 1,995$; $\Omega_3 = 1,953$; | $\Omega_1 = 2,699$; $\Omega_2 = 2,691$; $\Omega_3 = 2,664$; | $\Omega_1 = 3,717$; $\Omega_2 = 3,712$; $\Omega_3 = 3,694$; | $\Omega_1 = 2,397$; $\Omega_2 = 2,199$; $\Omega_3 = 1,451$; | $\Omega_1 = 2,953$; $\Omega_2 = 2,821$; $\Omega_3 = 2,380$; | $\Omega_1 = 3,890$; $\Omega_2 = 3,799$; $\Omega_3 = 3,513$; |
| | $5 \cdot 10^{-3}$ | $\Omega_1 = 2,120$; $\Omega_2 = 2,051$; $\Omega_3 = 1,832$; | $\Omega_1 = 2,770$; $\Omega_2 = 2,726$; $\Omega_3 = 2,591$; | $\Omega_1 = 3,765$; $\Omega_2 = 3,736$; $\Omega_3 = 3,647$; | $\Omega_1 = 3,609$; $\Omega_2 = 2,910$; $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 3,851$; $\Omega_2 = 3,319$; $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 4,549$; $\Omega_2 = 4,149$; $\Omega_3 = 2,602$; |
| | 10^{-2} | $\Omega_1 = 2,250$; $\Omega_2 = 2,120$; $\Omega_3 = 1,669$; | $\Omega_1 = 2,854$; $\Omega_2 = 2,770$; $\Omega_3 = 2,497$; | $\Omega_1 = 3,822$; $\Omega_2 = 3,765$; $\Omega_3 = 3,587$; | $\Omega_1 = 4,703$; $\Omega_2 = 3,609$; $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 4,742$; $\Omega_2 = 3,851$; $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 5,259$; $\Omega_2 = 4,549$; $\Omega_3 = \ominus$ |
| 20 | 10^{-3} | $\Omega_1 = 1,748$; $\Omega_2 = 1,732$; $\Omega_3 = 1,683$; | $\Omega_1 = 2,343$; $\Omega_2 = 2,333$; $\Omega_3 = 2,302$; | $\Omega_1 = 3,222$; $\Omega_2 = 3,217$; $\Omega_3 = 3,196$; | $\Omega_1 = 2,182$; $\Omega_2 = 1,963$; $\Omega_3 = 1,061$; | $\Omega_1 = 2,263$; $\Omega_2 = 2,088$; $\Omega_3 = 1,438$; | $\Omega_1 = 3,420$; $\Omega_2 = 3,316$; $\Omega_3 = 2,985$; |

| | | | | | | | |
|--|-------------------|---|---|---|--|--|--|
| | $5 \cdot 10^{-3}$ | $\Omega_1 = 1,874;$ $\Omega_2 = 1,796;$ $\Omega_3 = 1,541;$ | $\Omega_1 = 2,424;$ $\Omega_2 = 2,374;$ $\Omega_3 = 2,217;$ | $\Omega_1 = 3,277;$ $\Omega_2 = 3,244;$ $\Omega_3 = 3,141;$ | $\Omega_1 = 3,470;$ $\Omega_2 = 2,737;$ $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 3,352;$ $\Omega_2 = 2,724;$ $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 4,155;$ $\Omega_2 = 3,712;$ $\Omega_3 = 1,827;$ |
| | 10^{-2} | $\Omega_1 = 2,020;$ $\Omega_2 = 1,874;$ $\Omega_3 = 1,344;$ | $\Omega_1 = 2,520;$ $\Omega_2 = 2,424;$ $\Omega_3 = 2,107;$ | $\Omega_1 = 3,343;$ $\Omega_2 = 3,277;$ $\Omega_3 = 3,071;$ | $\Omega_1 = 4,597;$ $\Omega_2 = 3,470;$ $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 4,742;$ $\Omega_2 = 3,851;$ $\Omega_3 = \ominus$ | $\Omega_1 = 4,922;$ $\Omega_2 = 4,155;$ $\Omega_3 = \ominus$ |

Висновки

1. Використання методу І.І. Блехмана прямого розділення рухів дозволяє встановити вплив вертикальних вібрацій вантажного візка на маятникові коливання вантажу в процесах пуску мостових кранів. Крім того, встановлений вплив горизонтальних вібрацій (і вібрацій під певним кутом γ до вертикалі) на вказані коливання.

2. Визначені власні частоти коливань для вертикальної, горизонтальної та вібрації під кутом γ до вертикалі, а також вплив на них частоти вібрації ω , відношення маси вантажу m_2 до маси візка m_1 , відношення амплітуди вібрацій до довжини канату l (й самої цієї довжини канату). Показано, що зростання частоти ω , відношення m_2/m_1 , відношення $(A/l)^2$ – призводять до зростання частот власних коливань системи (за вертикальної вібрації, а також за вібрації під кутом γ до вертикалі). Проте вказані вище параметри ($\omega, m_2/m_1, (A/l)^2$) зменшують частоту власних коливань системи за наявності горизонтальної вібрації. За деяких значень відношення $m_2/m_1, (A/l)^2, l$ та ω власні коливання відсутні (процес є аперіодичним та згасаючим у часі). Збільшення довжини канату l (за інших однакових умов) зменшує власну частоту коливань системи.

3. Знайдені наближені аналітичні розв'язки та встановлені закони руху у часі t вантажу на канаті (закон $\alpha(t)$, де α – кут відхилення канату від вертикалі).

4. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення та вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку кранових систем подібного типу як на стадіях проектування/конструювання, так і у режимах їх реальної експлуатації з метою забезпечення оптимальних (енергоощадних) керованих рухів.

Список використаних джерел

1. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
2. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М.: Наука, 1974. – 504 с.

3. *Боголюбов Н.Н.* Теория возмущений в нелинейной механике / Н.Н. Боголюбов // Сборник трудов Института строительной механики АН УССР. – 1950. – № 14. – С. 9-34.
4. *Блехман И.И.* Метод прямого разделения движений в задачах о действии вибрации на нелинейные механические системы / И.И. Блехман // Известия АН СССР. Сер. Механика твёрдого тела. – 1976. – № 6. – С. 13-27.
5. *Капица П.Л.* Динамическая устойчивость маятника при колеблющейся точке подвеса / П.Л. Капица // Журнал экспериментальной и теоретической физики. – 1951. – Т. 25. – С. 588-597.
6. *Рагульскис К.М.* Механизмы на вибрирующем основании / К.М. Рагульскис. – Каунас: Изд-во Ин-та энергетики и электротехники АН ЛитССР, 1963. – 232 с.
7. *Челомей С.В.* Нелинейные колебания с параметрическим возбуждением / С.В. Челомей // Известия АН СССР. Сер. Механика твёрдого тела. – 1977. – № 3. – С. 39-46.
8. *Вибрации в технике: Справочник.* В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2. Колебания нелинейных механических систем. / Под ред. И.И. Блехмана. – 1979. – 351 с.

Аннотация

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА И.И. БЛЕХМАНА ДЛЯ АНАЛИЗА ВЛИЯНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ВИБРАЦИЙ ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ НА МАЯТНИКОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ ГРУЗА В ПРОЦЕССЕ ПУСКА МОСТОВОГО КРАНА

Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В., Диктерук М.Г., Почка К.И.

Проведен анализ влияния вертикальных вибраций грузовой тележки на маятниковые колебания груза в процессах пуска мостовых кранов. Для установления закона изменения во времени угла отклонения груза на канате от вертикали использован метод прямого разделения движений И.И. Блехмана

Abstract

APPLICATION OF I BLEKHMAN FOR ANALYSIS OF VERTICAL VIBRATIONS TROLLEY A PENDULUM VIBRATIONS CARGO IN THE PROCESS OF STARTING THE BRIDGE CRANE

V. Loveykin, Y. Chovniuk, M. Dikteruk, K. Pochka

The Analysis of the load wagon's vertical vibrations influence to the pendular oscillations of the load at the overhead cranes startup has been conducted. In order to establish the law of the load's deflection angle time change from the vertical position on the rope the Blekhman's direct split of motions method was applied.

УДК 621.87

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МЕХАНІЗМА ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА ЗА КРИТЕРІЄМ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОЇ ЗМІНИ РУШІЙНОГО МОМЕНТУ

В.С. Ловейкін, д.т.н., В.М. Рибалко, к.т.н., В.В. Мельніченко, аспірант
Національний університет біоресурсів і природокористування України

В статті розглянуто спосіб усунення коливань вантажу під час роботи механізму повороту стрілових кранів. Оптимізація режиму пуску механізму повороту крана проводиться за допомогою методів варіаційного числення. В роботі використано критерій середньоквадратичної зміни рушійного моменту приводу, котрий підлягає мінімізації. За керуючий параметр обрано зусилля, яке діє на механізм повороту зі сторони приводного механізму.

Обґрунтування проблеми. Відомо [5], що при роботі стрілових кранів спостерігаються маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівномірний рух ланок механізмів та створюють додаткові динамічні навантаження, що знижує їхню надійність і приводить до незручностей при їх експлуатації, а також збільшують ризик виникнення аварійних ситуацій.

Вирішення проблеми зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі забезпечить більш ефективну експлуатацію кранового обладнання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемі усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі вже декілька десятків років. Останні дослідження, присвячені даній проблемі, ґрунтуються на використанні математичних теорій оптимальних процесів (принцип максимуму, варіаційне числення). Зауважимо, що сучасні способи усунення коливань вантажу пропонується реалізовувати з допомогою певної керуючої дії на механізм повороту під час перехідних режимів руху (розгін, гальмування).

В роботах [1,2,3] за керуючий параметр обрано силову дію на привідний механізм: для усунення коливань вантажу необхідно керувати моментом на валу електродвигуна механізму повороту. Керуюча дія має релейний характер, що призводить до додаткових динамічних навантажень на кран. Цей підхід є неприйнятним з точки зору виникнення значних динамічних навантажень.

За допомогою використання теорії варіаційного числення, як це зроблено в роботі [6], можна забезпечити плавну зміну кінематичних характеристик механізму повороту і усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі.

Мета та задачі дослідження. Метою дослідження є оптимізація режиму руху механізму повороту стрілового крана з вантажем під час перехідних процесів. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- 1) обрати динамічну модель механізму повороту стрілового крана і на її основі побудувати математичну модель;

- 2) обрати критерій оптимізації режиму повороту крана та встановити умови його мінімуму;
- 3) визначити оптимальний режим розгону механізму повороту і провести аналіз отриманих результатів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для проведення досліджень приймемо двомасову модель механізму повороту крана (рис.1), побудова якої передбачає наступні припущення [3]:

- 1) підвішений вантаж подібний до вільно висячого маятника;
- 2) вагою тягового елемента нехтуємо;
- 3) припускаємо відцентрові коливання вантажу в порівнянні з радіальними незначними і їх дію не враховуємо.

Перераховані припущення при дослідженнях дають досить малу похибку, що підтверджується практичними дослідженнями [4]:

Приведена розрахункова схема (рис. 1) описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{mR^2}{l} g (\varphi_1 - \varphi) = M - M_0; \\ \ddot{\varphi} - \frac{g}{l} (\varphi_1 - \varphi) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де I_1 – момент інерції приводного механізму поворотної колони і стріли, зведений до вісі повороту крана;

φ і φ_1 – узагальнені кутові координати зведених мас відповідно вантажу та колони;

m – маса вантажу;

R – виліт стріли;

l – довжина гнучкого підвісу вантажу;

g – прискорення вільного падіння;

M_0 – статичний момент сил опору, зведений до осі повороту колони;

M – рушійний момент на валу електродвигуна, зведений до осі повороту колони;

α – кут відхилення вантажного каната від вертикалі.

З другого рівняння системи (1) знаходимо:

$$\varphi_1 = \varphi + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}; \quad \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi} + \frac{l}{g} \overset{IV}{\ddot{\varphi}}; \quad \overset{V}{\ddot{\varphi}_1} = \overset{V}{\ddot{\varphi}} + \frac{l}{g} \overset{V}{\ddot{\varphi}}. \quad (2)$$

За критерій оптимізації процесу пуску приймемо середньоквадратичне значення зміни рушійного моменту [6]:

$$\dot{I}_M = \left(\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M^2 dt \right)^{1/2} \rightarrow \min, \quad (3)$$

де t – час;

t_1 – тривалість пуску механізму повороту крана.

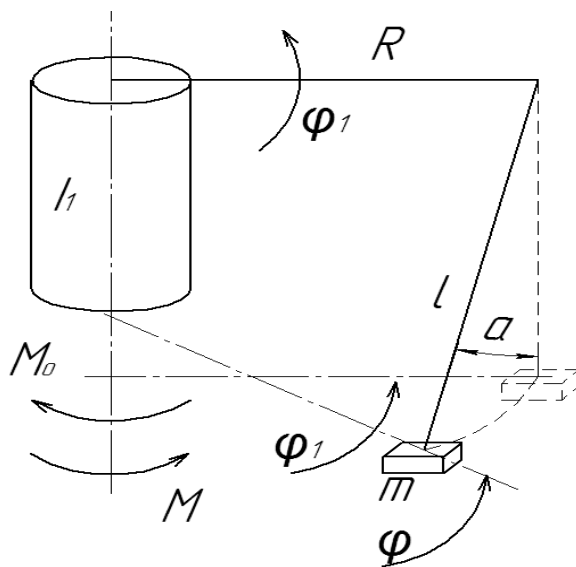


Рис. 1 – Розрахункова модель системи «колона-вантаж»

З першого рівняння системи (1) шляхом диференціювання за часом рушійного моменту і з урахуванням залежностей (2) отримуємо:

$$\dot{M} = \frac{dM}{dt} = I_1 \ddot{\phi}_1 + \frac{mR^2}{l} g (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}) = I_1 \frac{l}{g} \ddot{\phi} + (I_1 + mR^2) \ddot{\phi};$$

$$\dot{M}^2 = \left[I_1 \frac{l}{g} \ddot{\phi} + (I_1 + mR^2) \ddot{\phi} \right]^2. \quad (4)$$

Умова мінімуму критерію (3) визначається із рівняння Ейлера-Пуассона [9]:

$$\frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \phi} - \frac{d}{dt} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \dot{\phi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \ddot{\phi}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \ddot{\phi}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \phi^{IV}} - \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \phi^V} = 0. \quad (5)$$

яке в даному випадку з урахуванням виразу (4) запишеться таким чином:

$$\phi + 2 \frac{I_1 (I_1 + mR^2) \frac{l}{g}}{\left(I_1 \cdot \frac{l}{g} \right)^2} \phi + \frac{(I_1 + mR^2)}{\left(I_1 \cdot \frac{l}{g} \right)^2} \phi = 0. \quad (6)$$

Введемо наступну заміну для частоти власних коливань прийнятої моделі механізму повороту крана:

$$k = \sqrt{\frac{I_1 + mR^2}{I_1 \frac{l}{g}}}. \quad (7)$$

В результаті чого отримуємо диференціальне рівняння, яке відповідає

мінімуму критерію (3) з урахуванням виразу (4):

$$\varphi^x + 2k^2 \varphi^{VIII} + k^4 \varphi^{VI} = 0. \quad (8)$$

Для процесу пуску крайові умови мають вигляд:

$$\begin{cases} t = 0: \varphi_1 = \varphi = 0, \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} = 0, \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}; \\ t = t_1: \varphi_1 = \varphi, \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} = \omega_y, \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}, \ddot{\ddot{\varphi}}_1 = \ddot{\ddot{\varphi}}. \end{cases} \quad (9)$$

Враховуючи залежності (2), виразимо крайові умови координати φ_1 та її похідних через координату φ та її похідні. В результаті чого, будемо мати:

$$\begin{cases} t = 0: \varphi = 0, \dot{\varphi} = 0, \ddot{\varphi} = 0, \overset{IV}{\ddot{\ddot{\varphi}}} = 0, \overset{V}{\varphi} = 0; \\ t = t_1: \dot{\varphi} = \omega_y, \ddot{\varphi} = 0, \overset{IV}{\ddot{\ddot{\varphi}}} = 0, \overset{V}{\varphi} = 0, \overset{V}{\varphi} = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Для розв'язування отриманого диференціального рівняння (8) з урахуванням крайових умов (10) зручно використати програму WolframMathematica v.8, яка дозволяє шукати символічні розв'язки диференціальних рівнянь [0].

В результаті розв'язку диференціального рівняння (8) для крайових умов пуску механізму повороту (10) і його конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів: $J_1=832000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $m=10000\text{кг}$; $R=8\text{м}$; $l=5\text{м}$; $g=9.8\text{м}/\text{с}^2$; $M_o=75814\text{Н}\cdot\text{м}$; $\omega_{ном}=0,11\text{рад}/\text{с}$; $t_1=2,3\text{с}$ - час розгону, який відповідає часу розгону на природній механічній характеристиці, побудовані графіки кінематичних характеристик пуску колони і вантажу (рис.2,3). Суцільними лініями зображені кінематичні характеристики руху вантажу. Штриховими лініями зображені кінематичні характеристики руху колони крана.

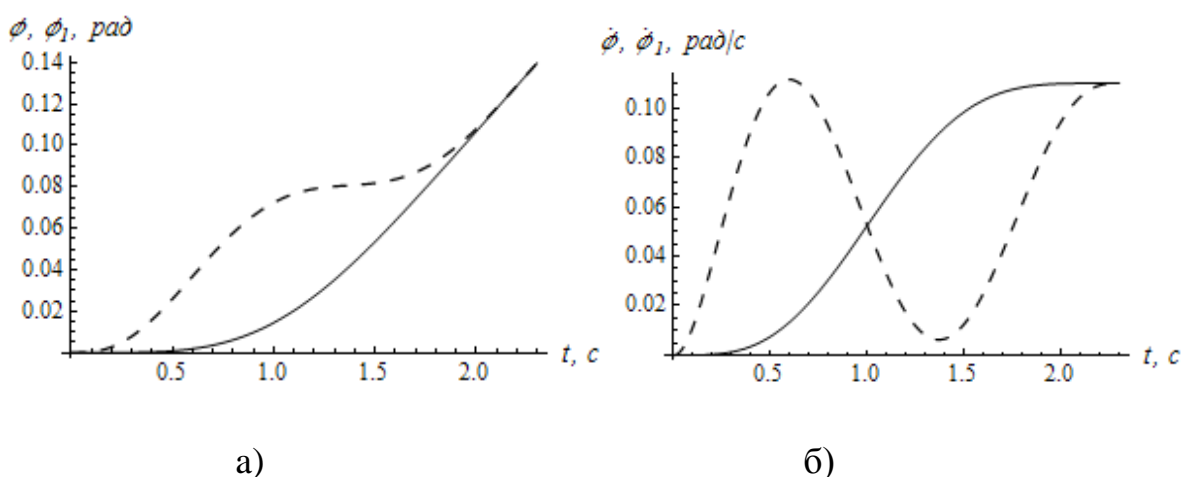


Рис. 2 – Графіки функцій кутового переміщення (а) та швидкості (б) колони і вантажу

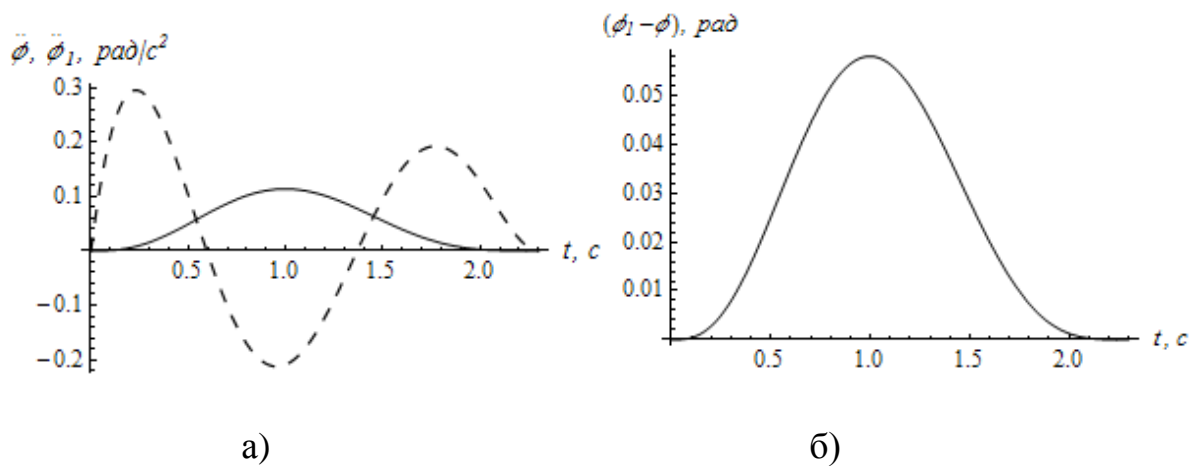


Рис. 3 – Графіки функцій кутового прискорення колони і вантажу (а) та кута відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі (б)

На рис.4,5 зображені графіки отриманих кінематичних характеристик колони і вантажу при часі пуску $t_1 = 2\pi/k = 3,25$ с, який дорівнює періоду власних коливань вантажу на гнучкому підвісі. Як і раніше суцільними лініями зображені кінематичні характеристики руху вантажу, а штриховими кінематичні характеристики руху колони крана.

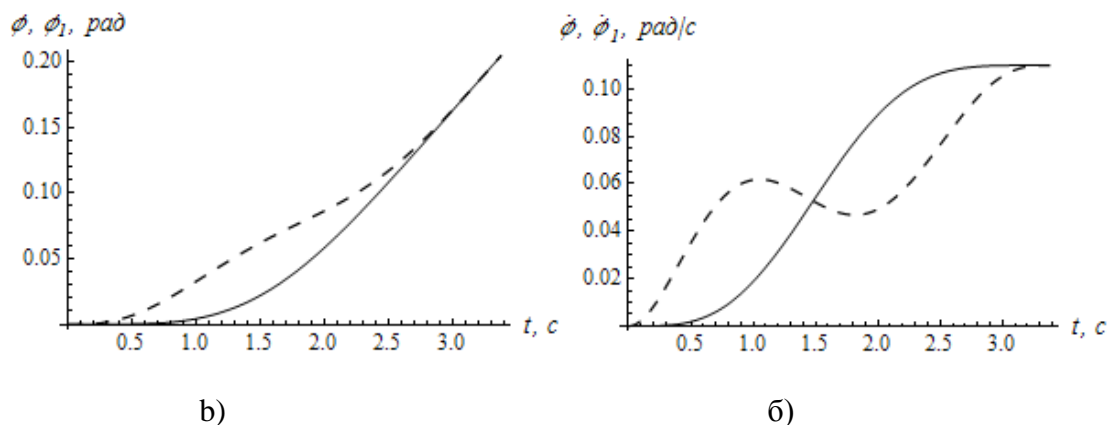


Рис. 4 – Графіки функцій кутового переміщення (а) та швидкості (б) колони і вантажу

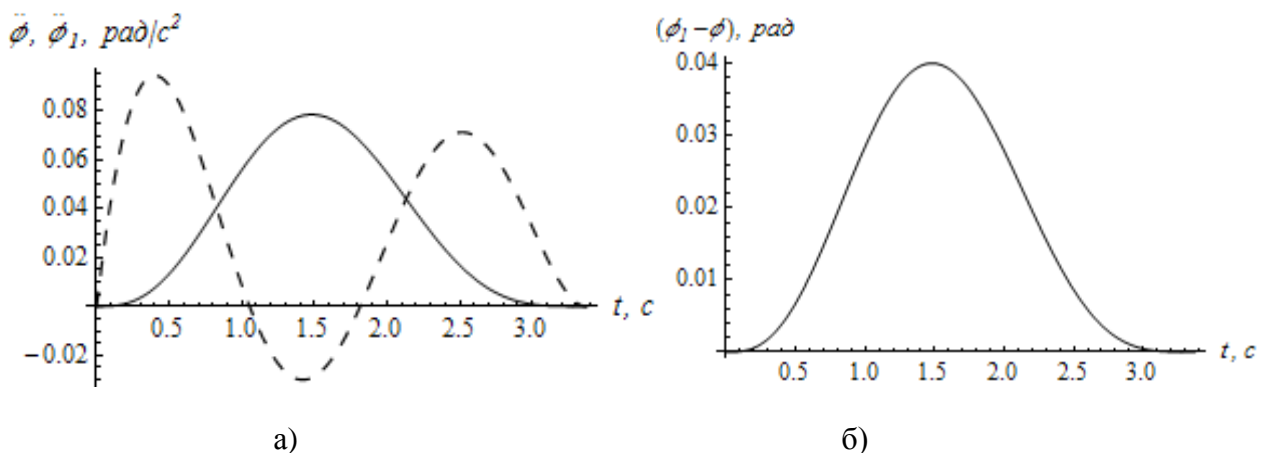


Рис. 5 – Графіки функцій кутового прискорення колони і вантажу (а) та кута відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі (б)

Крім того, на рис. 6 зображено графіки зміни рушійного моменту при $t_1=2,3\text{с}$ (суцільна крива) і $t_1=3,37\text{с}$ (штрихова лінія).

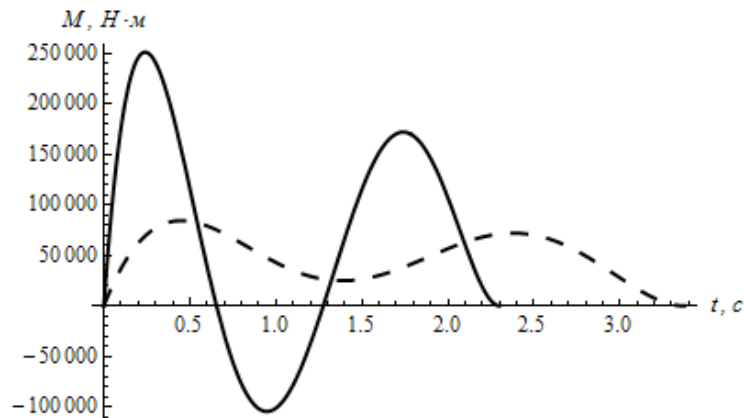


Рис. 6 – Графік рушійного моменту:----- при $t_1=3,37\text{с}$, — при $t_1=2,3\text{с}$

Проаналізуємо отримані графіки кінематичних характеристик при тривалості пуску $t_1=2,3\text{с}$ (рис.2-3) та тривалості пуску $t_1=3,37\text{с}$ (рис.4-5). З графіків переміщень колони і вантажу (рис.2,а і 4,а) видно, що в першому випадку усталений рух механізму повороту починається з координат $\varphi_I=\varphi=0,14\text{рад}$, а в другому $\varphi_I=\varphi=0,2\text{рад}$, що вказує на переваги першого режиму пуску в порівнянні з другим. При цьому максимальне відхилення координат $\varphi_I-\varphi$ в першому випадку становить $0,06\text{рад}$, а в другому $0,04\text{рад}$. Цей показник вказує на перевагу другого режиму пуску. З графіків кутових швидкостей (рис.2,б і 4,б) можна побачити, що зміна швидкості повороту колони є досить плавною як в першому, так і в другому випадках процесу пуску. Однак, швидкість повороту вантажу в першому випадку має значну амплітуду коливань (рис.3,б), чого не можна сказати про другий режим пуску (рис.5,б). Тут мають місце коливання вантажу, але вони незначні в порівнянні з першим режимом пуску. Аналогічна картина спостерігається при порівнянні прискорень повороту стріли і вантажу (рис.3,а і 5,а). З цих графіків видно, що прискорення стріли як при першому, так і при другому режимах пуску змінюються досить плавно і їхні максимальні значення не перевищують $0,3\text{рад/с}^2$. В обох режимах пуску прискорення колони приймають як додатні, так і від'ємні значення (має місце процес гальмування колони). Також, при першому режимі пуску максимальне значення прискорення вантажу (рис.3,а) досягає $\ddot{\varphi}_{\text{max}}=1,2\delta\ddot{\alpha}/\tilde{n}^2$, а при другому режимі пуску $\ddot{\varphi}_{\text{max}}=0,8\delta\ddot{\alpha}/\tilde{n}^2$ *** (рис.5,а). Це дало можливість при другому режимі пуску значно зменшити максимальне значення рушійного моменту $M_{\text{max}}=90\,000\text{ Нм}$ в порівнянні з першим режимом $M_{\text{max}}=250\,000\text{ Нм}$ (рис.6).

Таким чином, використання оптимального за критерієм середньоквадратичного значення зміни рушійного моменту режиму пуску механізму повороту стрілового крана при тривалості пуску рівному періоду власних коливань вантажу дає можливість значно зменшити дію динамічних навантажень і енергетичних витрат в порівнянні з іншим оптимальним режимом за цим же критерієм, але при іншій тривалості пуску.

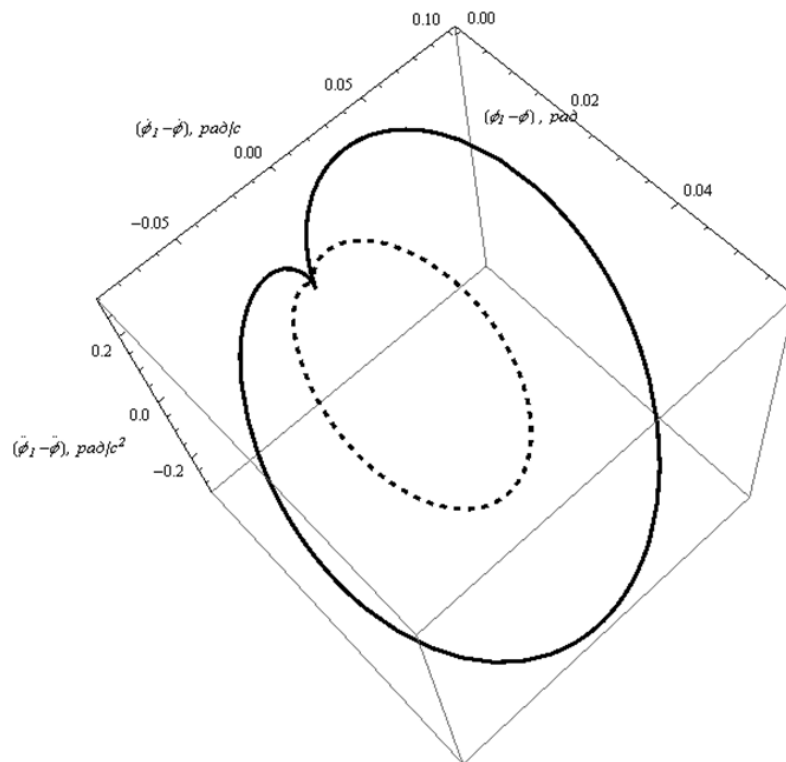


Рис. 7 – Фазовий тримірний динамічний портрет системи «колона-вантаж»
 ----- при $T=3.37\text{с}$, — при $T=2.3\text{с}$

На рис. 7 показано тривимірний фазовий портрет для оптимальних режимів пуску тривалістю 2,3с (відповідає тривалості пуску на природній механічній характеристиці, зображено суцільною лінією) та тривалістю 3,37с (відповідає періоду власних коливань вантажу на гнучкому підвісі, зображено штриховою лінією).

З отриманих фазових портретів видно, що в першому та другому випадках процесу пуску до початку усталеного руху коливання вантажу усуваються. Однак в першому випадку мають місце значно більші відхилення швидкостей та прискорень повороту колони та вантажу в порівнянні з другим випадком процесу пуску. Разом з тим, в першому випадку менша тривалість розгону, що дає можливість підвищити продуктивність роботи крана за рахунок зменшення тривалості всього циклу роботи механізму повороту.

Висновки

Результати проведених досліджень дають змогу зробити наступні висновки:

1. Вирішення задачі усунення коливань на гнучкому підвісі шляхом використання варіаційного числення є виправданим, оскільки знайдена керуюча дія на механізм повороту задовольняє умовам поставленої задачі;
2. Використання обраного критерію оптимальності руху механізму повороту дає змогу отримати закони керування, які забезпечують усунення

- коливань вантажу та покращують перехідні режими його руху;
3. Вля здійснення керування системою «колона-вантаж» необхідно обрати привідне зусилля, на яке накладаються певні обмеження;
 4. Реалізувати отримані оптимальні закони можна шляхом використання автоматизованої системи керування механізмом повороту.

Список використаних джерел

1. Герасимьяк Р.П. Электроприводы крановых механизмов / Герасимьяк Р.П., Параил В.А. – М.: Энергия, 1970. – 136 с.
2. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини: навч. посібник / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Х.: НТУ „ХПІ”, 2006. – 304 с.
3. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах / Дьяконов В. П. – М.: СОЛОН - Пресс, 2004. –696 с.
4. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / Комаров М.С. – М.: Машиностроение, 1953. – 187 с.
5. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Лобов Н. А. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
6. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / Ловейкин В. С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
7. Ловейкін В. С. Оптимізація перехідних режимів руху механізма пересування візка вантажопідйомних машин / Ловейкін В. С., Ярошенко В.Ф., Ромасевич Ю. О. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2007. – №59, том 2. – С. 452-460.
8. Смехов А. А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / Смехов А. А., Ерофеев Н. И. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
9. Эльсгольц Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Эльсгольц Л. Э. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

Аннотация

КОЛЕБАНИЯ ГРУЗА, ОПТИМИЗАЦИЯ, ПЕРЕХОДНЫЙ РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ

Ловейкін В.С., Рибалко В.М., Мельніченко В.В.

В статье рассмотрены способы устранения колебаний груза при работе подъемно-транспортных машин. Оптимизация режима пуска механизма поворота крана производится с помощью вариационного исчисления. Использован критерий среднеквадратического изменения движущего момента, который подлежит минимизации. В качестве управляющего параметра выбрано усилие, которое действует на механизм поворота со стороны приводного механизма.

Abstract

FLUCTUATIONS OF THE CARGO, OPTIMIZATION, CONNECTING MODE OF THE MOTION

V. Loveykin, V. Ribalko, V. Melnichenko

The method of cargo oscillation reduction, during the lifting machines operation, has been considered in the article. The start-up mode of the crane swinging mechanism optimization has been carried out by means of variational calculation. The criterion of standard deviation of torque moment change has been used. And this criterion has been subject to minimization. The torque moment of the driving mechanism, acting towards the crane swinging mechanism, has been selected as a control parameter.

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ АГРЕГАТУВАННЯ ЗАСОБІВ ДЛЯ МЕХАНІЗАЦІЇ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

**Пастухов В.І., д.т.н., проф., Скофенко С.М., к.т.н., доц.,
Фесенко Г.В. к.т.н., доц., Міленін А.М., к.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Проведено аналіз існуючих конструктивних схем ґрунтообробних МТА, результатів теоретичних і експериментальних досліджень поздовжньої стійкості плуга при оранці з метою підвищення якості обробітку ґрунту.

Постановка проблеми. В Україні оранка є найбільш поширеним способом основного обробітку ґрунту, близько 55% площ на сьогоднішній день обробляється орними агрегатами. Для основного обробітку ґрунту найчастіше застосовуються начіпні широкозахватні багатокорпусні плуги різноманітних конструкцій, які агрегуються з тракторами кл 30 та 50 кН, тобто у практиці ведення сільськогосподарського виробництва спостерігається стійка тенденція до використання для обробітку ґрунту широкозахватних начіпних машин у комплексі з енергонасиченими тракторами (Табл. 1).

Таблиця 1 – Засоби для механізації основного обробітку ґрунту

| Операція з обробітку ґрунту | Тип робочого органу | Марки знарядь тракторів класу (кН) | | | |
|-----------------------------|---------------------------------|------------------------------------|----------|----------|----------|
| | | 6; 9 | 14; 20 | 30 | 50 |
| Оранка на 25 – 30 см | Корпус плуга з різними полицями | ПН-1-35 | ПН-4-40 | ПЛН-5-35 | ПН-8-40 |
| | | ПЛН-2-20 | ПЛН-3-35 | ПНИ-5-40 | ПЛГ-8-40 |
| | | | ПНИ-3-40 | ППИ-6-40 | ПНИ-8-40 |
| | | | ПНО-3-35 | ПЛН-4-35 | ПНЯ-6-42 |
| | | | ППО-4-40 | ПНИ-4-40 | ППН-4-40 |
| | | | | ПНЯ-4-42 | ПЛН-8-40 |
| | | | | ПНП-5 | ПП-8-35 |
| | | | | ППО-5-40 | ППО-8-40 |

Кожного разу поява нового типу двигуна або зміна його потужності викликають докорінні зміни конструкції як самого трактора (ходова частина, трансмісія), так і комплексу сільськогосподарських машин, з якими агрегується трактор. Але при цьому структурні та конструктивні параметри начіпного пристрою майже не змінюються, тому тягові властивості трактора при використанні начіпних ґрунтообробних машин використовуються нерационально, що призводить до зменшення можливої максимальної глибини обробітку ґрунту. Збільшується нерівномірність глибини обробітку, особливо за умов присутності макронерівностей рельєфу поля. Якщо мікронерівності оброблюваної поверхні можна усунути попередньо додатковими

технологічними операціями, то рельєф поля змінити неможливо. Тому питання якості виконання технологічної операції орними МТА на базі сучасних потужних тракторів залишається досить актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналізуючи системи приєднання плуга до трактора, засновник землеробської механіки В.П. Горячкін розділив їх за наступними ознаками:

- жорстка система з примусовим напрямком руху;
- система простого маятника з дією сили тяги трактора на його шарнір;
- система подвійного маятника.

Жорстка система характеризується тим, що енергетичний засіб і плуг можна розглядати як одне тіло. В зв'язку з цим при роботі по нерівній поверхні поля кутові переміщення остова трактора сільськогосподарського агрегату із жорсткою начіпкою повністю передаються на начіпний плуг, що негативно позначається на якісних показниках обробітку.

Система простого маятника має одну ступінь вільності і характеризується приєднанням до остова трактора сільськогосподарського знаряддя за допомогою одного шарніра. Під час роботи агрегату із начіпним пристроєм, у вигляді простого маятника, ступінь передачі поздовжніх кутових переміщень остова трактора на плуг суттєво знижується і залежить в значній мірі від її конструктивного виконання.

Система подвійного маятника являє собою замкнений шарнірний чотириланковик, розташований в поздовжньо-вертикальній площині. За такою схемою розроблені механізми начіпки, котрими обладнанні вітчизняні трактори сільськогосподарського призначення, зокрема трактори сімейства ХТЗ (рис. 1).

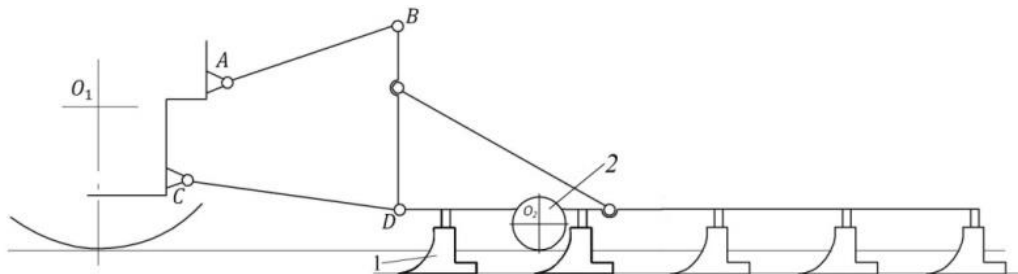


Рис. 1 – Структурна схема серійного начіпного пристрою у поздовжньо-вертикальній площині: AB, CD – верхня та нижня поздовжні тяги начіпного пристрою; O_1 – центр заднього колеса трактора; O_2 – центр опорного колеса начіпного плуга

Мета досліджень. Використання начіпного пристрою серійної компоновки не дозволяє робочим органам ґрунтообробної машини копіювати макрорельєф поверхні поля в наслідок того, що кутові коливання остова трактора в поздовжньо-вертикальній площині, спричинені його рухом вздовж нерівної поверхні поля, передаються начіпній машині. Основним недоліком, що виникає за таких обставин є невиконання агротехнічних вимог щодо відхилень глибини обробітку ґрунту від заданої. Окрім того, внаслідок нерівномірності руху робочих органів за глибиною, наднормативних кутів атаки виконавчих поверхонь робочих органів ґрунтообробної машини, значних витрат енергії на

перекочування опорного колеса плуга, ґрунтообробний МТА отримує елементи нестійкого руху і, як наслідок, тягове зусилля трактора використовується нерационально.

Результати досліджень. З часу впровадження у виробництво начіпної сільськогосподарської техніки (1931р.) проводились науково-теоретичні дослідження та конструкторські розробки з вдосконалення існуючих та створення нових начіпних систем та механізмів.

Основи теорії начіпних сільськогосподарських агрегатів були закладені Чудаковим Д.А.. До нього теорія тракторів і теорія сільськогосподарських машин розвивались як два самостійних наукових напрямки. За умов застосування начіпних машинних агрегатів з'являється науковий напрямок, який враховує взаємодію між трактором та машиною. Д.А. Чудаков [1] досліджує «начіпний агрегат в цілому», тобто трактор, ґрунтообробна машина та начіпний пристрій поєднані в одну механічну систему. При дослідженнях роботи начіпних агрегатів приймалися до уваги агротехнічні умови, щодо якості обробітку ґрунту, конструктивні особливості начіпних машин та динамічна взаємодія між елементами таких механічних систем.

Теоретичні та експериментальні дослідження, проведені Г.М. Синєоковим [2] з визначення зусиль, які діють на робочі органи плугів та культиваторів, стали вхідними умовами до створення теоретичних основ начіпних агрегатів. Зокрема, розглянуто задачу силової взаємодії системи «трактор – ґрунтообробна машина» при використанні паралелограмної, чотириланкової та радіальної схем начіпного пристрою. Г.М. Синєоков зауважує, що незалежне пристосування до рельєфу поля машини та трактора можна отримати, якщо для їх сполучення використана одна шарнірно закріплена до остова трактора і рами ґрунтообробної машини ланка, а машина має два опорних колеса, що встановлені біля переднього та заднього робочих органів.

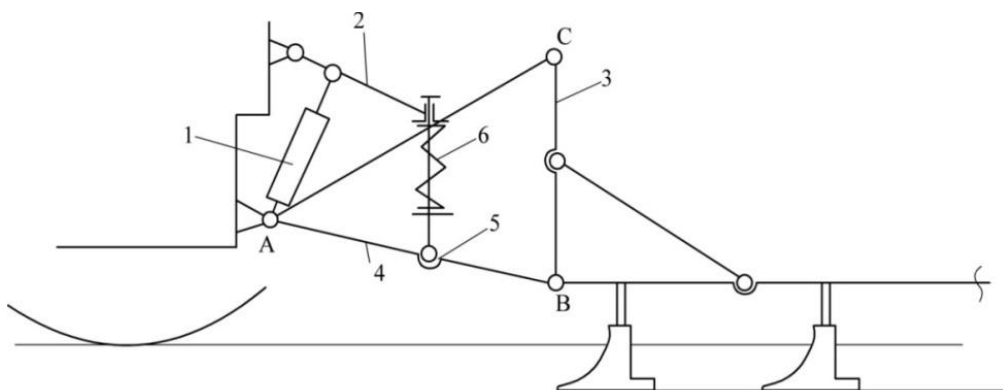


Рис. 2 – Структурна схема начіпного пристрою ННЦ ІМЕСГ: 1 – гідроциліндр; 2 – під'ємний важіль; 3 – стійка приєднувального трикутника; 4 – нижня поздовжня тяга; 5 – розкоси; 6 – пружні елементи

В деяких варіантах начіпних пристроїв з метою зменшення передачі поздовжніх коливань остова трактора змінювались розміри ланок механізму начіпки, зокрема, точка кріплення верхньої поздовжньої ланки на остові

переносилась ближче до нижнього тягового валу начіпного механізму (розробка ННЦ ІМЕСГ) [3].

При приєднанні плуга за такою схемою (рис. 2) ланки начіпного пристрою утворюють в повздовжньо-вертикальній площині замкнений трикутник ABC і плуг приєднується до трактора в одній точці A . Використання пружних елементів 6 , які встановлено у розкосах, спрямовано на примусове заглиблення плуга без поломок.

Лабораторією механізації обробітку ґрунту ВНДІМЕСГ було розроблено начіпний пристрій з модернізованою конструкцією верхньої поздовжньої ланки та змінено спосіб її кріплення до трактора. На рамі плуга змінено місце кріплення опорного колеса. Плуг приєднується до трактора за допомогою двох тягових ланок 1 (рис. 3), а стійка приєднувального трикутника з'єднується шарніром 5 з верхньою ланкою, що складається зі стержня 2 , сполученим різьбовим з'єднанням з основною трубою 3 .

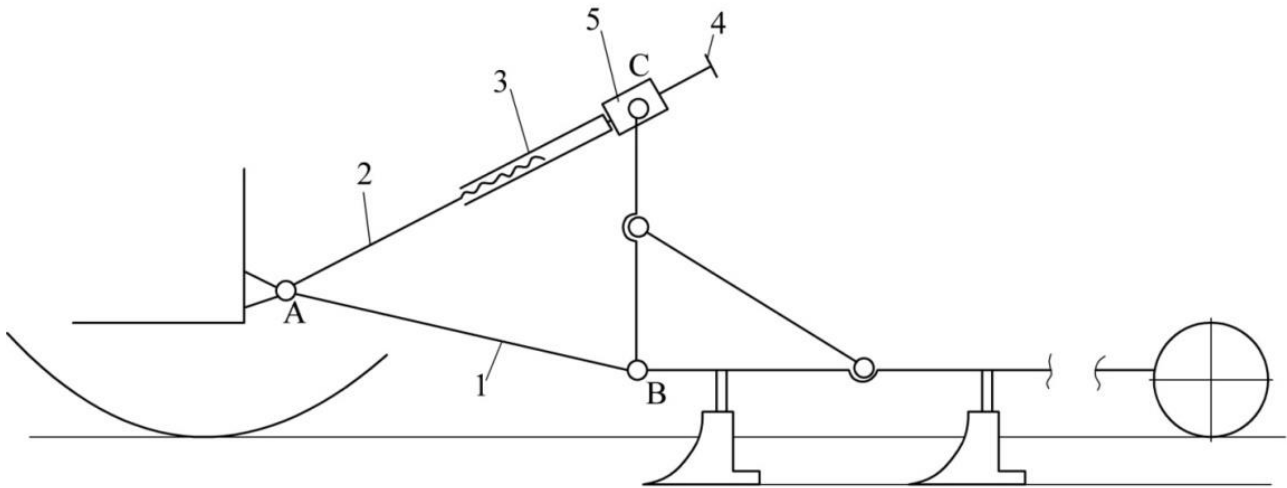


Рис. 3 – Структурна схема начіпного пристрою ВНДІМЕСГ: 1 – нижня поздовжня тяга; 2 – напіввісь верхньої поздовжньої тяги; 3 – регулююча напіввісь верхньої поздовжньої тяги; 4 – обмежувач; 5 – верхній шарнір приєднувального трикутника

Пристрій на верхній тязі дозволяє регулювати довжину ланки, забезпечуючи горизонтальне положення рами плуга. При оранці шарнір 5 стійки рами плуга реактивним моментом від тягового опору робочих органів притискується до трубчастої частини верхньої повздовжньої тяги. Отримуємо силове замикання просторової системи начіпки з рамою плуга, тобто в робочому положенні плуг з трактором з'єднані в одній точці.

Незалежне пристосування до рельєфу поля системи «трактор – плуг» забезпечує начіпна система, яка з'єднує трактор і плуг в робочому положенні подібно причіпному. Така схема реалізована на плузі для кам'янистих ґрунтів ПКС-4-35 (рис. 4).

Використання ланцюга 3 замість жорсткого розкосу рами плуга спрямовано на усунення впливу кутових переміщень остова трактора на раму плуга. Опора плуга реалізована наявністю двох плужних коліс.

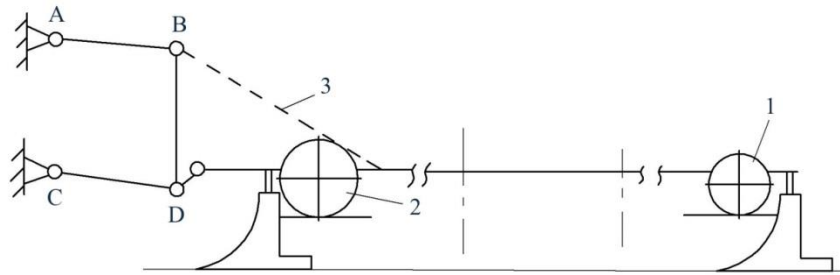


Рис. 4 – Структурна схема начіпного пристрою плуга ПКС-4-35: 1 – заднє опорне колесо плуга; 2 – переднє опорне колесо плуга; 3 – ланцюг

Подібну схему закладено в конструкцію механізму начіпки для плуга ПКС-4-35Б з тією різницею, що ланцюг замінено двома шарнірно з'єднаними ланками. Порівняльні випробування плугів ПН-4-35 та ПКС-4-35Б показали, що начіпні пристрої, виконані за такою схемою, забезпечують кращу пристосовуваність орного МТА до рельєфу поля. Глибина оранки, при необхідній 25 см, змінювалась у випадку використання серійного начіпного пристрою на ділянці з нахилом 8° від 12 см до 42 см, а при використанні модернізованих начіпних пристроїв від 24 см до 29 см.

В САІМЕ розроблено та відпрацьовано начіпний пристрій, який відрізняється від попередньо наведених тим, що верхня точка стійки плуга з'єднана ланцюгом 4 з точкою приєднання до трактора нижніх ланок АВ (рис. 5).

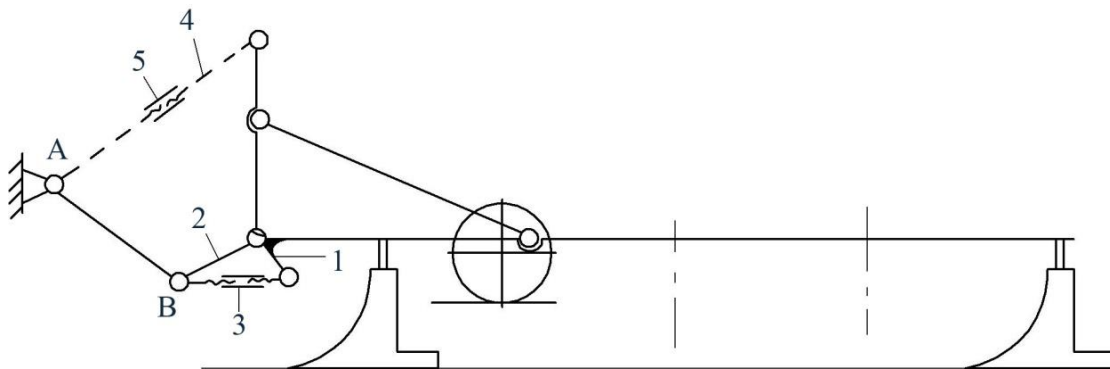


Рис. 5 – Структурна схема начіпного пристрою САІМЕ: 1 – кронштейн; 2 – шарнірні планки; 3, 5 – стяжні гайки; 4 – ланцюг

Необхідна величина провисання ланцюга регулюється стяжною гайкою 5. Для регулювання напрямку дії лінії тяги трактора на плуг встановлено спеціальний пристрій, що складається з приварених до рами плуга кронштейнів 1 та шарнірних планок 2, які з'єднані тяговими ланками АВ і далі за допомогою гвинтів з різносторонньою різьбою та стяжної гайки 3 з кронштейнами 1. Змінюючи відстань між нижніми кінцями кронштейнів 1 та шарнірних планок 2, змінюється нахил тягових ланок відносно горизонту.

Порівняльні дослідження показали, що плуг з розробленою начіпкою дає більш високу рівномірність глибини оранки, ніж плуг з серійною начіпною

системою. Величина середнього квадратичного відхилення відповідно становить $\pm 1,17$ см і $\pm 2,49$ см.

До начіпних пристроїв, що виконано за розімкненою схемою, відносять і конструкції клавішних плугів (рис.6). Рама плуга 1 з'єднується з ланкою 7 механізму начіпки ланцюгом 6. Для додаткової фіксації плуга відносно трактора в транспортному положенні слугує пристрій, що складається з шарнірної тяги 5 та фіксатора 2.

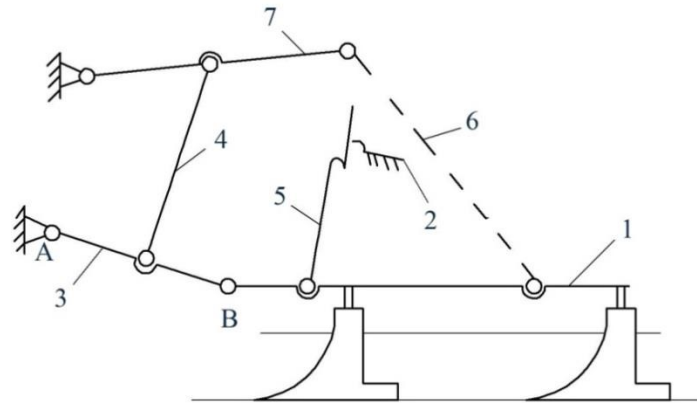


Рис. 6 – Структурна схема клавішного плуга (ФРН): 1 – рама плуга; 2 – фіксатор; 3 – нижня поздовжня тяга; 4 – розкіс; 5 – шарнірна тяга; 6 – ланцюг; 7 – підйомний важіль.

З метою зменшення питомого опору плуга в Азово – Чорноморському ІМСГ була розроблена начіпна система для одноточкового приєднання плуга до трактора з пристроєм для регулювання напрямку лінії дії тяги трактора (рис. 7).

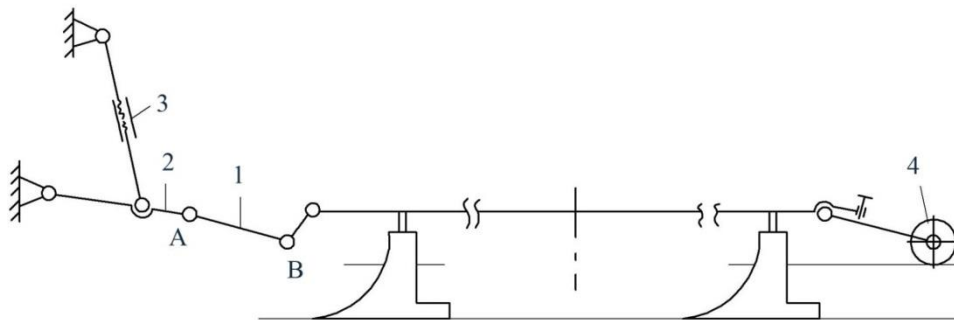


Рис. 7 – Структурна схема приєднання напівначіпного плуга до трактора (розробка Азово-Чорноморського ІМСГ): 1 – плаваюча ланка; 2 – нижня поздовжня тяга начіпки; 3 – регулювальний пристрій; 4 – заднє опорне колесо плуга

При глибині оранки 20 – 22 см і швидкості 1,6 м/с питомий опір експериментального МТА у порівнянні з серійним варіантом при використанні механічного довантажувача був менший на 21 – 27%. Стійкість руху плуга за глибиною була стабільнішою (коефіцієнт варіації глибини оранки 3,8%).

Оскільки однією з важливих характеристик будь-якого МТА є трудоемкість його складання, то для її зменшення, а також підвищення стійкості руху машинного агрегату при виконанні технологічної операції на

ВАТ «Харківський тракторний завод», відділ генерального конструктора, проводились науково-дослідні роботи з модернізації начіпної системи орно-просапних тракторів класу 30кН. Проміжним етапом цих досліджень була розробка начіпної системи, яка дозволяє виконувати приєднання сільгоспмашини безпосередньо з кабіни трактора (рис. 8).



Рис. 8 – Модернізована начіпна система трактора класу 30 кН (розробка ХТЗ, експериментальний варіант)

Відповідно до договору про творче співробітництво між ХНТУСГ ім. Петра Василенка з однієї сторони та ВАТ «Харківський тракторний завод», відділ генерального конструктора, була розроблена конструкція та виготовлена нова начіпна система(рис. 9)[4].

При використанні розробленого начіпного пристрою на тракторах серій Т-150К і ХТЗ-170 та при зміщенні опорного колеса начіпного плугаПЛН-5-35 і ПУН-5-40 до п'ятого корпусу, якість обробітку ґрунту відповідає агротехнічним умовам: середнє квадратичне відхилення глибини оранки складає 0,52...0,94 см проти 3,2...4,29 см орного агрегату серійної компоновки.



Рис. 9 – Орний агрегат ХТЗ-17021 + ПУН-5-40 з розробленим начіпним пристроєм

Пошукові роботи в цьому напрямку проводились і за кордоном. Основні напрямки модернізації – це зменшення металоємності начіпної системи, автоматизація приєднання сільськогосподарської машини та можливість впливу на якісні показники обробітку безпосередньо під час виконання технологічної операції. Показовою в цьому напрямку досліджень є розробка триточкового швидкодіючого з'єднувального пристрою WKS фірми Walterscheid (рис. 9).



Рис. 10 – Триточковий швидкодіючий з'єднувальний пристрій WKS

Висновок. У більшості ґрунтообробних машинних агрегатів традиційно використовують начіпну систему, виконану у вигляді замкненого шарнірного чотирилановика. Як показав дослід, експлуатація МТА такої компоновки разом з відомими перевагами має ряд досить суттєвих недоліків, які призводять до погіршення якісних показників обробітку ґрунту, особливо щодо рівномірності обробітку.

Список використаних джерел

1. Чудаков Д.А. Основы теории сельскохозяйственных навесных агрегатов / Чудаков Д.А.–М.: МАШГИЗ, 1954.–175 с.
2. Синеоков Г.М., Панов И.М., Теория и расчетпочвообрабатывающих машин. – М.; Машиностроение, 1977. – 328 с.
3. Слободюк В.Я. Теоретическое и экспериментальное исследование продольной устойчивости движения плуга при навеске с упругими элементами в верхнем звене: дис. кандидататехнических наук:Слободюк В.Я. – Харьков, 1964.–197с.
4. Скофенко С.М. Підвищення ефективності експлуатації орного агрегату при нестійкому русі: дис. кандидататехнічних наук: Скофенко С.М. – Харків, 2010.- 163с.

Аннотация

АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ АГРЕГАТИРОВАНИЯ СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ ДЛЯ ОСНОВНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

Пастухов В., Скофенко С., Фесенко Г., Миленин А.

Проведен анализ существующих конструктивных схем пахотных МТА, результатов теоретических и экспериментальных исследований продольной устойчивости плуга при пахоте с целью повышения качества обработки почвы.

Abstract

ANALYSIS CONSTRUCTIVE SCHEME UNITIZED MEANS OF MECHANIZATION FOR BASIC SOIL

V. Pastukhov, S. Skofenko, G. Fesenko, A. Milenin

The analysis of existing design concepts arable tractor operated machinery, the results of theoretical and experimental studies of the longitudinal stability of the plow during plowing to improve soil quality.

УДК 631.67.03

ПІДГОТОВКА ВОДИ ДЛЯ КРАПЛИННОГО ЗРОШЕННЯ

Пастухов В.І., д.т.н., проф.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Тарасенко В.В., д.т.н., проф.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Визначені вимоги для води, яка застосовується до краплинного зрошення. Розглянуті типи фільтрів для очищення води від механічних домішок та хімічних речовин. Наведені результати виробничих випробувань піщано-гравійного фільтра ФГ-60/3" компанії «РОСТА».

Постановка проблеми. Краплинне зрошення в Україні сьогодні набуває широкого розповсюдження. Спосіб, який почали застосовувати у нас на початку 70-х років, сьогодні ефективно застосовується на площі більше 30 тис. га в основному при вирощуванні овочів, фруктів, ягід і баштанних культур. Високому темпу впровадження сприяють головні переваги порівняно з традиційними способами поливу (дощування, полив по борознах): економія води у 2-5 рази та електроенергії на 50-70%; істотне збільшення врожайності; високий рівень механізації та автоматизації технологічних процесів; зменшення

застосування хімічних засобів захисту рослин, оскільки суттєво зменшується забур'яненість; зниження експлуатаційних витрат на 50-70%; виключення впливу вітру на процес зрошення; зниження вимог до систем дренажу; відсутність поверхневого стоку, що виключає ерозію ґрунтів; можливість освоєння схилених земель з похилом до 30°, а також малопродуктивних (піщаних, супіщаних,) земель [1].

При всіх відмічених перевагах слід зазначити, що запровадження цього способу потребує досить значних капіталовкладень, які сягають до 12-16 тис. грн/га. Тому все частіше серед сільгоспвиробників виникає питання про надійність роботи системи краплинного зрошення, роботоздатність у різних умовах експлуатації та можливості збільшення термінів використання окремих елементів системи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Спостерігаючи за роботою систем краплинного зрошення, можна стверджувати, що серед інших факторів найвагомим, що впливає на її роботоздатність є якість води.

Для краплинного зрошення використовують воду природних і штучних водоймищ, а також воду підземних джерел. Придатність води для краплинного зрошення оцінюють за ступенем її впливу на ґрунти, на рослини та елементи зрошувальної мережі.

Мета досліджень. Визначити фактори впливу на роботоздатність системи краплинного зрошення і ефективні засоби очищення води від механічних домішок і гідробіонтів.

Використання для зрошення води поверхневих або підземних водних джерел лімітується загальною мінералізацією, вмістом зважених речовин, пестицидів, наявністю гідробіотів, паразитологічних і епідеміологічних показників. Для забезпечення комплексної оцінки якості води для зрошення необхідно враховувати агрономічні, технічні і екологічні критерії [2].

Агрономічні критерії повинні визначати якість води для зрошення за її впливом на ґрунт, з метою збереження і підвищення родючості, а також запобігання процесів засолення, осолонцювання і токсичної лужності; урожайність сільськогосподарських культур; якість сільськогосподарської продукції. Оцінку придатності води за ступенем впливу на ґрунт та рослини здійснюють згідно з ДСТУ 2730-94. Агрономічні критерії налічують більше десяти показників. Це в першу чергу небезпека осолонцювання, вторинне засолення ґрунтів і підвищення їхньої лужності. До показників агрономічного критерію відноситься і температура поливної води, яка повинна бути в межах від 10 до 30 °С [2]. Агрономічні критерії дуже важливі при використанні систем штучного зрошення, але їх вимоги націлені на збереження родючості ґрунту та якість сільськогосподарських рослин.

Доречі, аналіз літературних джерел показав, що даних про безпосередній вплив води на властивості чорноземів при краплинному зрошенні недостатньо і необхідно проводити дослідження, націлені на вивчення ґрунтових процесів, які виникають при застосуванні поливної води різної якості.

Екологічні критерії визначають якість води для зрошення з врахуванням необхідності забезпечення безпечної санітарно-гігієнічної обстановки на

території, де використовується система зрошення, і охорони навколишнього середовища. Оцінка якості води для зрошення за екологічними, гігієнічними та токсикологічними показниками здійснюється відповідно до ГОСТ 17.1.2.03-90. Екологічні критерії мають дуже велике значення при оцінці впливу штучного зрошення на стан агроєкосистеми, але як і агрономічні майже не впливають на зрошувальні системи в цілому і на їх елементи окремо.

Третьою складовою комплексної оцінки якості води для зрошення є технічні критерії. Саме показники цих критеріїв оцінюють вплив води для зрошення на збереження і ефективність експлуатації гідромеліоративних систем і їх складових частин [3]. При краплинному зрошенні основними показниками цього критерію є: агресивність води до руйнування зрошувальної мережі, можливість замулення і заростання дрібних мікроводотоків, мікроводовипусків (крапельниць і емітерів). Проблеми, пов'язані з якістю води, виникають у разі засмічення крапельниць, і їх класифікують як фізичне, хімічне і біологічне засмічення.

Небезпека фізичного засмічення виникає при підвищеному вмісті у воді завислих частинок. Допустимий вміст завислих речовин мінерального і органічного походження у воді і граничний розмір їх частинок залежить від типу крапельниць і конструкції емітерних ліній (табл. 1).

Таблиця 1 – Допустимі значення завислих частинок у воді та їх розміри

| Розмір прохідних отворів, мм | Завислі частинки | | Гідробіонти | |
|------------------------------|---------------------------------|----------------------|---------------------------------|----------------------|
| | Концентрація, г/дм ³ | Розмір частинок, мкм | Концентрація, г/дм ³ | Розмір частинок, мкм |
| Менше 1 | 30-50 | Менше 50 | 5 | Менше 50 |
| 1-2 | 50-100 | Менше 70 | 10 | Менше 100 |
| Більше 2 | 100-300 | Менше 100 | 15 | Менше 150 |

Хімічне засмічення може відбутися у таких випадках коли [4,5]:

- концентрація бікарбонатних іонів перевищує 2 мг-екв/л, а рН більше 7,5;
- може випасти осад у вигляді карбонату кальція;
- висока концентрація сульфід-іонів може викликати залізного та марганцевого осаду;
- вода, яка вміщує більше 0,1 мг/л сульфідів, може викликати зростання бактерій в системі краплинного зрошення.

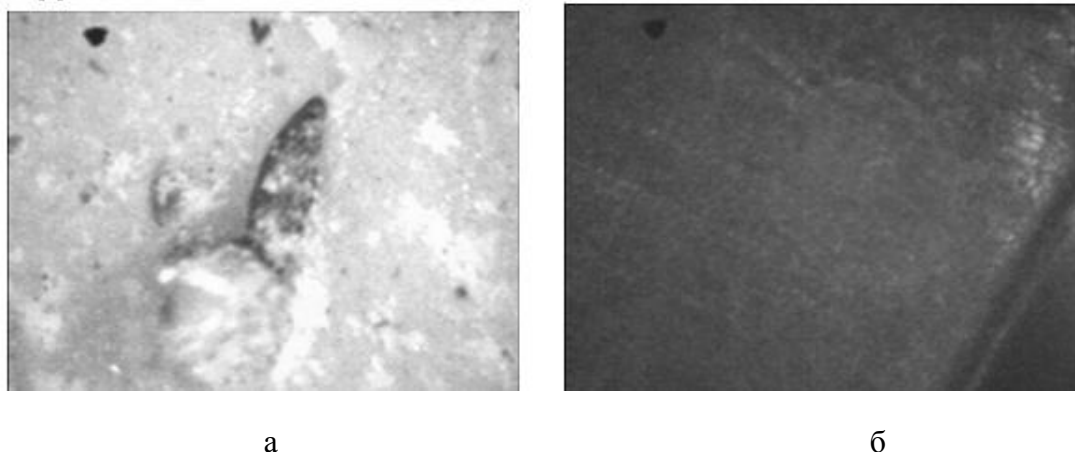
При зрошенні водою, що містить фітопланктон, швидкість біообростання (біогенність) трубопроводів і крапельниць не повинна перевищувати 0,5 г/м² площі контакту за 100 годин поливу [6].

Питаннями якості води за агрономічними та екологічними критеріями повинні займатися відповідні фахівці: агрономи, ґрунтознавці, агрохіміки, екологи та санітарі. Дотримання технічних критеріїв поливної води полягає на інженерно-технічну службу.

Відповідно до табл. 1 головною причиною втрати роботоздатності

системи краплинного зрошення є засмічення вихідних отворів краплинної стрічки (емітерів) механічними домішками і гідробіонтами, тобто водоростями.

При дослідженні засміченості крапельниць під мікроскопом (рис. 1) було встановлено, що основною причиною є частки піску (при використанні води з відкритих водоймищ) і вапна (при використанні води зі свердловин). Механічні домішки, які осідають у крапельницях зменшують площу вихідного отвору.



а

б

Рис. 1 – Засмічення краплинної стрічки: а – частинки піску на внутрішній стороні стрічки; б – вапняний наліт (кільце) на емітері

В залежності від наявності в поливній воді певних домішок і площі зрошення, фільтраційна станція може включати сітчасті, дискові, гравійні і гідроциклонні фільтри (рис. 2).



а

б

в

г

Рис. 2 – Фільтри системи краплинного зрошення: а – сітчастий; б – дисковий; в – піщано-гравійний; г – гідроциклон

Сітчасті фільтри встановлюють як з метою очистки води, так і запобігання попадання фільтрувальних елементів піщано-гравійних фільтрів у потік поливної води. Їх використовують при невисокому вмісті неорганічних часток. Ступінь очищення води залежить від розмірів чарунків фільтруючої сітки, а пропускна здатність – від площі. При засміченні фільтруючий елемент промивають зворотнім потоком води. Під час експлуатації у виробничих умовах промивка сітчастого фільтру зворотнім потоком води займає відносно багато часу, для чого необхідно відключати зрошення, або мати в системі два паралельно встановлених фільтри, що є недоліком. На практиці з метою покращення очистки фільтрувальної сітки і скорочення часу промивки фільтри розбирають і сітку вручну очищують щітками. Це дає в цьому напрямку свій позитивний результат, але, в свою чергу призводить до пошкодження сітки і зменшення її ресурсу.

Дискові фільтри – їх ще називають фільтрами тонкої очистки (б) використовують для фільтрації поверхневих вод від механічних домішок трави і водоростей. Основні складові фільтра: корпус, внутрішній вертикальний елемент з щільно стислих фільтрувальних дисків з радіальними канавками і кришка. Очищення фільтра виконується шляхом виймання дисків і їх промивкою водою. Рівень фільтрації – від 160 до 130 мікрон. В сучасних дискових фільтрах, наприклад «Helix-automatic», промивка при забрудненні виконується автоматично без втручання оператора.

Якість очищення води не залежить від типу фільтра (сітчастий або дисковий). Вона залежить від параметра mesh (меш). Це кількість отворів елементу, що фільтрує, на 1 дюйм. Для більшості краплинних стрічок цей параметр не має бути нижчим, ніж 120 mesh (125 мікрон).

Дискові фільтри в порівнянні з сітчастими в експлуатації більш надійні і при обслуговуванні менш працевитратні.

Піщано-гравійні фільтри використовують при заборі води з відкритих водоймищ. В цьому випадку у воді присутня велика кількість органічних і неорганічних речовин: глинисті ґрунти та гідробіонти (водорості), які за сприятливих умов – підвищенні температури води – починають інтенсивно розростатися. Це особливо спостерігається у зоні випускних отворів крапельниць, де постійно знаходиться волога, що веде до їх закупорювання. Якість фільтрації залежить від висоти шару фільтрувального матеріалу, розмірів його часток, та швидкості проходження води через шар. Пісок за рахунок своєї високої питомої фільтраційної поверхні, дозволяє утримувати велику кількість завислих частинок. Промивку здійснюють зворотним потоком води. Гравійно-піщану суміш у фільтрі, використовують двох фракцій: крупну (1,2-2,4 мм) засипають знизу, а дрібну (0,5-0,8 мм) засипають зверху.

Після піщано-гравійного фільтра необхідно ставити дисковий фільтр з метою недопущення попадання фільтруючого піску у поливну систему.

Центробіжні фільтри – гідроциклони – використовують у тих випадках, коли вода вміщує велику кількість важких часток, в основному піску. Їх використовують для попередньої очистки.

На практиці застосовуються фільтри з різною пропускною здатністю від 25 до 100 м³/год, яка залежить від ряду технічних характеристик, такі як: діаметр вхідного і вихідного отвору, розмір фільтру і обсяг використовуваного гравію. Односекційні фільтри мають як вертикальну, так і горизонтальну будову.

Односекційні фільтри зазвичай формуються в станцію з декількох, з'єднаних між собою байпасами, що дозволяє збільшити пропускну спроможність станції та виконувати поперемінно промивку кожній із секцій чистою водою.

Двосекційні фільтри являють собою дві секції, об'єднані в один корпус, і мають горизонтальне положення. Принцип роботи таких фільтрів нічим не відрізняється від односекційних. Компактна будова дозволяє зменшити займану площу, спростити процес промивки (очищення) і полегшити монтаж самої станції. Пропускна здатність таких фільтрів від 60 до 100 м³/год, максимальний робочий тиск до 8 бар. Якщо розміри поля дуже великі, двосекційні фільтри формуються в станцію за допомогою з'єднувачів (байпасів). Один фільтр застосовується на ділянці поля до 15-20 га, що забезпечує оптимальний режим поливу.

Для видалення механічних домішок в доповнення до переліченого обладнання можуть застосовуватися басейни-відстойники для видалення методом осадження механічних домішок.

Комбінацію фільтрів називають фільтростанцією. У фільтростанції можуть бути з'єднані паралельно декілька однотипних фільтрів з метою збільшення її пропускної здатності.

Спостереження за експлуатацією систем краплинного зрошення показують, що надійність роботи крапельниць досягається, коли фільтри забезпечують проходження часток не більше ніж 1/10 найменшого проходу у крапельниці.

При проектуванні системи краплинного зрошення фільтри (склад фільтростанції) вибирають, виходячи з типу джерела і наявності механічних домішок у воді. Пропускна здатність фільтра розраховується з умови максимальної зрошувальної норми (у лісостепу і степу України вона складає 50-60 м³/га), площі (S), яка планується зрошуватися, часу на протязі доби (T), коли буде проводитися зрошення (звичайно це 16-20 годин). Таким чином, пропускна здатність фільтра Q повинна бути не менше ніж

$$Q = \frac{60 \cdot S}{T}, \text{ м}^3/\text{год.}$$

Зараз на ринку України представлено велика різномітність піщано-гравійних фільтрів, що випускаються і пропонуються як закордонними, так і вітчизняними фірмами і компаніями. Ось деякі найбільш поширені представники (рис. 3):



KNY LTD



ООО «Ньютек - Агро»



AYTOK FILTRE SISTEMLERI PLASTIK
MAKINA DIS TICARET LTD STI



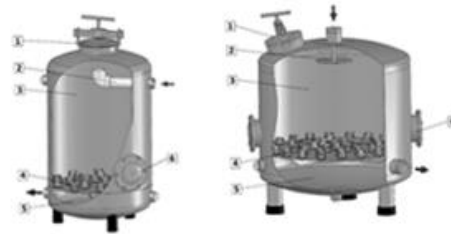
STF



Компанія «РОСТА», м. Мелітополь



QUEEN GIL



Yamit



DROP



«Техносервіс», м Мелітополь

Рис. 3 – Піщано-гравійні фільтри

Всі представлені конструкції мають одне і теж призначення (фільтрація води з відкритих водоймищ для краплинного зрошення) і відрізняються, в основному, пропускнуою здатністю. Після оцінки за критеріями функціонально-вартісного аналізу для використання для новопроєктованої системи краплинного зрошення був обраний за пропускнуою здатністю фільтр ФГ-60/3'' компанії «РОСТА» (м. Мелітополь). Наведемо його загальну будову, технічну характеристику (табл. 2) і загальні питання експлуатації [6].

Фільтр ФГ-60/3'' призначений для попередньої фільтрації води при краплинному поливі від механічних домішок і мікрободоростей при її заборі з поверхневих джерел.

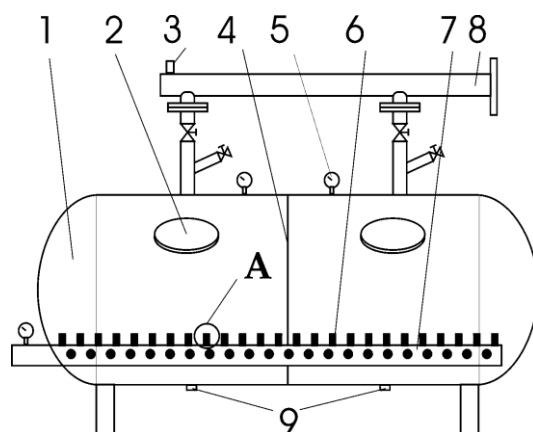


Рис. 4 – Будова гравійного фільтру ФГ-60/3''

Корпус фільтру (рис. 4) 1 виготовлений з листової сталі і має бочкоподібну форму з опуклими еліптичними днищами. Внутрішній об'єм фільтру розділений на дві рівні частини внутрішньою глухою перегородкою 4, що утворює дві незалежні камери фільтрації. Підведення води здійснюється через вхідний колектор 8, що розподіляє потік води по камерах для фільтрації або для промивання гравію. Відфільтрована вода проходить через дренажні ковпачки 6 і поступає в колектор, що відводить 7. Ковпачок має щілину шириною 0,25 мм для відділення води від середовища, що фільтрує. Повітряний клапан на трубі 8 призначений для спуску повітря з фільтру, пробки 9 – для зливу води.

При зростанні втрат тиску на фільтрі до 0,3-0,8 кгс/см² фільтр зупиняють на промивання з метою видалити з поверхні матеріалу, що фільтрує, відфільтровані домішки. Контроль тиску виконується по манометрам, які встановлені на кожній камері фільтрації і на виході колектора, що відводить 7.

Підготовка до роботи не викликає труднощів. Головне – це завантажити у фільтраційні камери необхідну кількість гравію, рівномірно розподіливши його за об'ємом фільтру. Після чого заповнити фільтр водою і витримати протягом 15-20 хвилин. Повітря при заповненні фільтру підбурювати через промивальні крани і повітряний клапан. Промити по черзі обидві камери фільтру і знову повторити витримку 15-20 хвилин. Промивання гравію проводити до повного освітлення промивальної води.

Таблиця 2 – Технічна характеристика фільтру

| Найменування | ФГ-60/3'' |
|---|-----------|
| Номинальна продуктивність, м ³ /год | 60 |
| Продуктивність, що рекомендується, м ³ /ч | 45-72 |
| Площа поверхні, що фільтрує, м ² | 1,00 |
| Робочий тиск (не більш), кгс/см ² | 8,00 |
| Втрата тиску на фільтрі, що вимагає промивання, кгс/см ² | 0,5-0,8 |
| Фракція гравію, мм | 1-2 |
| Необхідна кількість гравію, кг | 500 |
| Діаметр колектора, мм/дюйми | |
| Вхідний фланець | 80/3 |
| Вихідний фланець | 80/4 |
| Габаритні розміри, мм | |
| Довжина | 1650 |
| Ширина | 830 |
| Висота | 1450 |
| Маса, кг (без врахування гравію) | 276 |

Експлуатація гравійного фільтру. У гравійному фільтрі процес освітлення води здійснюється при швидкості фільтрації 14-17 л/с через 1м² поверхні, що фільтрує. При цьому положення арматури таке, як показано на рис. 2а. Коли в результаті засмічення фільтру опір його досягає граничної величини, що допускається, в цілях відновлення його пропускної спроможності і запобігання прориву шламу в освітлену воду фільтр піддають очищенню.

Очищення фільтра проводять за допомогою водного промивання (рис. 2б), суть якого полягає в тому, що через забруднений матеріал, що фільтрує, в напрямі, зворотному струму фільтрату (від низу до верху) інтенсивно пропускають воду. Інтенсивний струм промивальної води розпушує і зважає весь шар, що фільтрує, він розширюється при цьому до 40-50%, що дає можливість зернам завантаженого матеріалу вільно рухатися в потоці води і при зіткненнях зчищати частки шламу і слизу, що прилипли до них. Інтенсивність промивання фільтра залежить від величини зерен матеріалу, що фільтрує, і міри розширення шаруючи. Промивання фільтру повинне вестися з такою інтенсивністю, яка, забезпечуючи вимивання осадів, не приводила б до винесення зерен фільтрувального матеріалу.

Даний фільтр був змонтований у складі фільтростанції, куди крім нього ще увійшов дисковий фільтр «Azud» іспанського виробництва. Дисковий фільтр, який розташований за піщано-гравійним, забезпечує запобігання попадання часток фільтрувального матеріалу (піску) у зрошувальну систему. Змонтована фільтростанція обслуговувала зрошувальну ділянку площею 8 га, на якій вирощувалися овочеві культури. Вважаючи сухе літо 2013 року система краплинного зрошення працювала у червні, липні та серпні майже щоденно. При цьому відмов з боку фільтростанції зафіксовано не було.

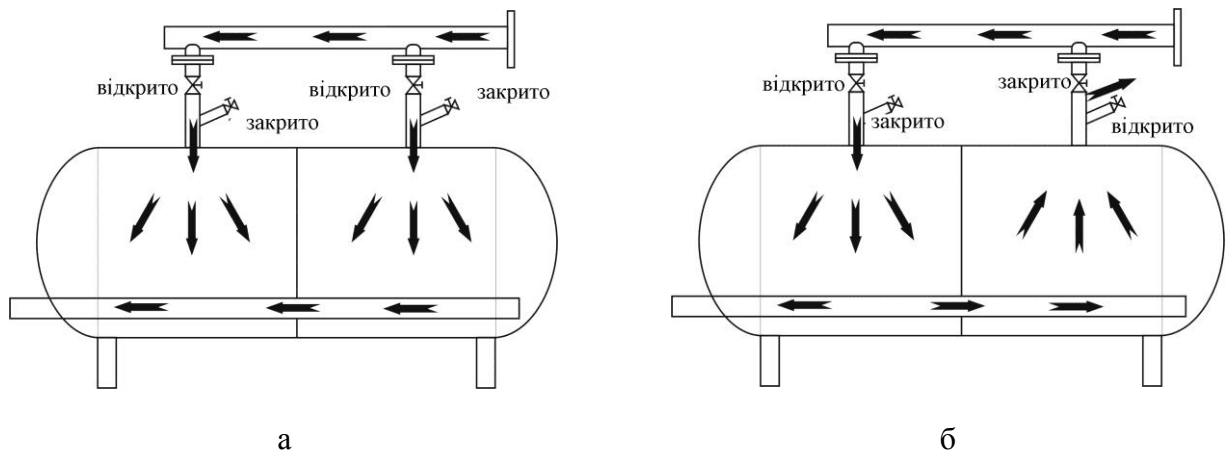


Рис. 5 – Схема роботи фільтра: а) фільтрація; б) промивка секції

Однак з часом, коли рівень води у штучному водоймищу, звідки відбувався водозабір, знизився, то у забірний патрубок насоса стала потрапляти більш забруднена вода, що викликало зростання швидкості засміченості фільтра і необхідність частішої його промивки.

При роботі насосної станції на різних режимах був зафіксований час, при якому настав перепад тиску на фільтрі 0,3-0,8 бар, що відповідно до інструкції з експлуатації потребує необхідність його промивки. Як видно з рис. 6, швидкість засмічення фільтра залежить від витрати насосної станції, тобто від кількості води, що проходить через фільтр за одиницю часу. Доречі, побудувавши такі залежності один раз (у конкретних умовах експлуатації), можна планувати графік промивки фільтра, що покращить організацію праці обслуговуючого персоналу зрошувальної системи.

Слід також звернути увагу на те, що піщано-гравійні фільтри швидше засмічуються не гідробіонтами, а неорганічними речовинами, і в першу чергу мулом. Крім того, мул накопичується як між часточками фільтрувального матеріалу, так і на його поверхні, частіше вздовж стін фільтра. При цьому для повного очищення фільтра необхідно виконувати його промивку на протязі 30-40 хвилин, або видаляти бруд з поверхні через верхні люки вручну. Це потребує непродуктивні великі витрати води та ручної праці. Запобігти цьому недоліку можна двома шляхами.

По-перше, необхідно більш ретельно підходити до облаштування берегових водозаборів з метою зменшення попадання неорганічних речовин, тобто ґрунту з дна, який всмоктується насосом через забірний патрубок, навіть і плаваючий.

По-друге, перед піщано-гравійним фільтром можна поставити гідоциклон або дисковий фільтр і навіть з автоматичною промивкою типу Helix. Це удорожчає конструкцію фільтростанції і додасть додатковий опір потоку води і, відповідно, зменшиться продуктивність системи, але значно збільшиться час до його промивки фільтра. Остаточний вибір за фахівцем, який використовує систему краплинного зрошення. При цьому для обґрунтування свого рішення доцільно зробити економічний розрахунок з врахуванням матеріальних, трудових витрат, зменшення продуктивності системи та ін.

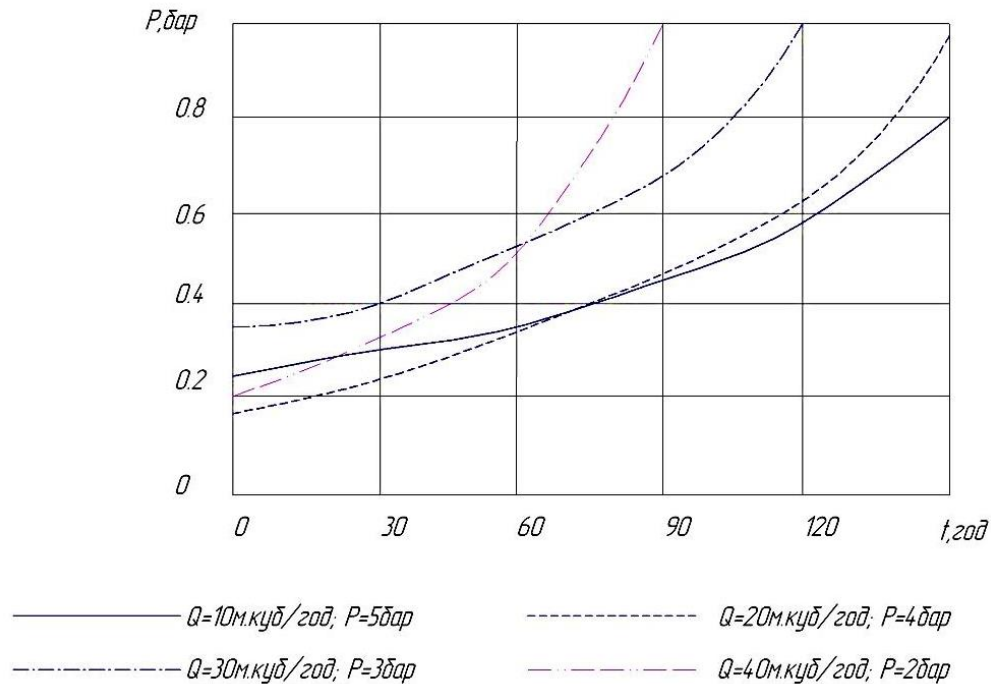


Рис. 6 – Залежність перепаду тиску на фільтрі від витрати води

Висновок

- для роботи системи краплинного зрошення необхідно виконувати підготовку води з врахуванням її механічного та хімічного складу і джерела водопостачання;
- надійність роботи крапельниць в системі краплинного зрошення досягається, коли фільтри забезпечують проходження часток не більше ніж 1/10 найменшого проходу у крапельниці;
- при проектуванні фільтростанції її пропускна здатність розраховується з умови максимальної зрошувальної норми, площі, яка планується зрошуватися, часу на протязі доби, коли буде проводитися зрошення;
- склад фільтростанції обумовлюється ступенем засміченності води механічними домішками, гідробіонтами, та солями хімічних елементів, які вміщуються у воді;
- за результатами досліджень під час експлуатації за критеріями «ціна-якість» в порівнянні з іншими моделями добре себе зарекомендував піщано-гравійний фільтр ФГ-60/3" виробництва компанії «РОСТА», м. Мелітополь.

Список використаних джерел

1. Ромащенко М.І., Корюненко В.М., Каленіков А.Т., Сторчоус В.М. Мікрозрошення сільськогосподарських культур// Меліорація і водне господарство.- Міжнародний науковий тематичний збірник. Випуск 90.- К.:Аграрна наука – 2004. С 63-86.

2. ДСТУ 2730-94. Система стандартів у галузі охорони навколишнього середовища та раціонального використання ресурсів. Якість природної води для зрошення. Агрономічні критерії. - К.: Держстандарт України, 1994. - 14 с.
3. ГОСТ 17.1.2.03-90. Охрана природы. Гидросфера. Критерии и показатели качества воды для орошения. — М.: Издательство стандартов, 1991. - 7 с.
4. MF-2575 Water Quality Assessment Guidelines for Subsurface Drip Irrigation // <http://www.oznet.ksu.edu/sdi/Reports/2003/mf2575.pdf>.
5. National Engineering Handbook, Part 623, Chapter 7, Trickle Irrigation, 1984.
6. Капельное орошение (пособие к СНиП 2.06.03-85) «Мелиоративные системы и сооружения». - М.: Министерство мелиорации и водного хозяйства СССР, 1986.- 150 с.
7. Фильтр гравийный горизонтальный ФГ-60/3'', ФГ-80''4. Техническое устройство и руководство по эксплуатации / Мелитополь: ЧП НПК «РОСТА», 2010. – 12 с.

Аннотация

ПОДГОТОВКА ВОДЫ ДЛЯ СИСТЕМИ КАПЕЛЬНОГО ОРОШЕНИЯ

Пастухов В., Тарасенко В.

Определены требования для воды, которая применяется для капельного орошения. Рассмотрены типы фильтров для очистки воды от механических примесей и химических веществ. Приведены результаты производственных испытаний песчано-гравийного фильтра ФГ-60/3'' компании «РОСТА».

Abstract

WATER TREATMENT FOR SISNEM DRIP IRRIGATION

V. Pastukhov, V. Tarasenko

The requirements for water that is used for drip irrigation. The types of filters to clean the water from impurities and chemicals. The results of tests virobnichichih sand and gravel filter FG-60/3'' of "ROSTA".

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПСЕВДОВЯЗКОСТИ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ, ДВИЖУЩЕЙСЯ НА ПЛОСКОМ ВИБРОРЕШЕТЕ

Тищенко Л.Н., д.т.н., проф., Ольшанский В.П., д.т.н., проф.,
Карнадуд Р.В., асп.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Ольшанский С.В., к.т.н.

*Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»*

Предложен метод определения характеристик псевдовязкости линейно-неоднородной зерновой смеси по результатам измерений параметров потока зернового слоя на плоском наклонном виброрешете.

Постановка проблемы. В математических гидродинамических моделях потоков зерновой смеси на виброрешетах используют характеристики псевдовязкости смеси. От них существенно зависят расчётные значения скорости зернового слоя и производительности (пропускной способности) решета. Поэтому надлежащая идентификация этих характеристик улучшает адекватность математических моделей зерновых потоков и относится к актуальным научно-прикладным задачам.

Анализ имеющихся публикаций. К первым работам, в которых определяли эффективную вибровязкость зерновой смеси на плоском решете, относятся [1,2]. В них расчётно-экспериментальными методами находили значения коэффициента динамической вибровязкости, меняя толщину движущегося зернового слоя, влажность смеси и другие механико-технологические параметры. Развитие эти работы получили в [3,4]. Попытки чисто теоретического вычисления динамического коэффициента вибровязкости предприняли авторы публикаций [5,6], где получены формулы для расчёта этого коэффициента, и установлена его зависимость от размеров и масс движущихся частиц, коэффициента внутреннего сухого трения в зерновой среде, угла наклона решета к горизонту, параметров его вибраций и пр. Там же показано, что теоретическое значение коэффициента вибровязкости меняется по толщине зернового слоя, оно увеличивается по мере перемещения от свободной поверхности слоя в сторону поверхности решета. В отличие от упомянутых публикаций, ниже предлагается другой метод определения характеристик вибровязкости, в предположении, что идентифицируемый коэффициент (множитель) не является постоянным, а линейно меняется по толщине слоя (по декартовой координате y). В основу предлагаемого метода идентификации положено экспериментальное определение (измерение) двух параметров установившегося зернового потока.

Целью работы является разработка метода расчётно-экспериментального определения характеристик вибровязкости зерновой смеси, движущейся на плоском наклонном виброрешете с помощью измерений двух параметров её потока и решения обратной задачи гидродинамики для вязкой ньютоновской жидкости.

Основная часть работы. Предполагаем, что кинематическая вибровязкость зерновой смеси ν является линейной функцией декартовой координаты y , перпендикулярной направлению потока, т.е.

$$\nu(y) = \nu_0 + ay. \quad (1)$$

В (1) $\nu_0 = \nu(0)$ – вибровязкость смеси на свободной поверхности движущегося слоя; a – коэффициент пропорциональности, характеризующий увеличение ν с удалением от свободной поверхности вглубь смеси.

Согласно (1) наибольшее значение кинематическая вибровязкость имеет у поверхности решета и оно равно $\nu_1 = \nu_0 + ah$, где h – толщина слоя.

Дальнейшая задача заключается в определении входящих в (1) двух неизвестных параметров: ν_0 и a .

Для её решения можно, аналогично [7,8], измерять градиент скорости и касательные напряжения внутри слоя зерновой смеси. Такой способ идентификации требует проведения сложных экспериментов с применением специальных датчиков и скоростной видеосъёмки движения окрашенных (меченых) зёрен.

В данной работе предлагается проводить вычисление a по теоретическим формулам, а определение ν_0 – с помощью более простых экспериментов, не связанных с внутрислоевыми измерениями скорости и касательных напряжений. Упрощение экспериментов становится возможным благодаря использованию решения обратной задачи гидродинамики.

Для построения такого решения воспользуемся известным выражением скорости движения частиц на свободной поверхности зернового слоя [9]:

$$u_* = \frac{g \sin \theta}{a^2} \left[ah - \nu_0 \ln \left(1 + \frac{ah}{\nu_0} \right) \right]. \quad (2)$$

В (2) g – ускорение свободного падения; θ – угол наклона плоского решета к горизонту, который нужно замерять перед проведением идентификации.

Как и в работах [5,6], значение параметра a находим по формуле:

$$a = \frac{b}{6\omega r_0 \sqrt{(2A^*)^2 - (\rho bch)^2}}, \quad (3)$$

в которой $b = 0,7f(\pi r_0)^2 g \cos \theta$; $c = \pi(4M\omega^2)^{-1}$; A^* – амплитуда продольных вибраций решета с круговой частотой ω ; f – коэффициент сухого трения в зерновой смеси плотности ρ ; r_0, M – эффективный радиус и масса частиц, образующих смесь.

Для идентификации значения ν_0 приходится экспериментально измерять два параметра: h и u_* в установившемся режиме движения смеси.

Определение ν_0 сводится к нахождению положительного корня уравнения (2). Введя обозначение $x = ah\nu_0^{-1}$, выражение (2) сводим к виду:

$$\lambda x - \ln(1+x) = 0, \quad (4)$$

где $\lambda = 1 - \frac{u_*}{\gamma}$; $\gamma = \frac{gh \sin \theta}{a}$.

Корень трансцендентного уравнения (4) несложно находить численно на компьютере. Но уравнение (4) имеет и аналитическое решение, которое выражается через специальную функцию Ламберта $W(x)$. Для построения его, заменим (4) на:

$$\ln[\lambda(1+x)] - \lambda(1+x) = \xi = \ln \lambda - \lambda. \quad (5)$$

Ненулевым решением (5) является:

$$x = -\frac{1}{\lambda} W(-e^\xi) - 1. \quad (6)$$

Значение функции Ламберта отрицательного аргумента можно находить по таблице, опубликованной в [10, стр.181] (табл.1).

Таблица 1 – Значения функции Ламберта отрицательного аргумента: $F(\xi) = -10^4 W(\xi)$;

| $-10^3 \xi$ | $F(\xi)$ | $-10^3 \xi$ | $F(\xi)$ | $-10^3 \xi$ | $F(\xi)$ | $-10^3 \xi$ | $F(\xi)$ |
|--------------------|----------|-------------|----------|-------------|----------|-------------|----------|
| 10 ³ /e | 10000 | 345 | 14024 | 225 | 23432 | 105 | 35092 |
| 367,5 | 10461 | 340 | 14512 | 220 | 23821 | 100 | 35772 |
| 367 | 10708 | 335 | 14973 | 215 | 24215 | 95 | 36481 |
| 366 | 11047 | 330 | 15413 | 210 | 24614 | 90 | 37223 |
| 365 | 11307 | 325 | 15837 | 205 | 25017 | 85 | 38001 |
| 364 | 11528 | 320 | 16248 | 200 | 25426 | 80 | 38821 |
| 363 | 11724 | 315 | 16650 | 195 | 25842 | 75 | 39687 |
| 362 | 11904 | 310 | 17044 | 190 | 26263 | 70 | 40606 |
| 361 | 12071 | 305 | 17431 | 185 | 26692 | 65 | 41585 |
| 360 | 12228 | 300 | 17813 | 180 | 27128 | 60 | 42635 |
| 359 | 12376 | 295 | 18191 | 175 | 27572 | 55 | 43767 |
| 358 | 12518 | 290 | 18566 | 170 | 28025 | 50 | 44998 |
| 357 | 12654 | 285 | 18939 | 165 | 28487 | 45 | 46347 |
| 356 | 12785 | 280 | 19310 | 160 | 28959 | 40 | 47842 |
| 355 | 12912 | 275 | 19680 | 155 | 29442 | 35 | 49522 |
| 354 | 13035 | 270 | 20050 | 150 | 29936 | 30 | 51445 |
| 353 | 13155 | 265 | 20419 | 145 | 30443 | 25 | 53696 |
| 352 | 13272 | 260 | 20789 | 140 | 30963 | 20 | 56423 |
| 351 | 13386 | 255 | 21160 | 135 | 31498 | 15 | 59898 |
| 350 | 13497 | 250 | 21533 | 130 | 32049 | 10 | 64728 |
| 349 | 13606 | 245 | 21907 | 125 | 32617 | 5 | 72840 |
| 348 | 13713 | 240 | 22284 | 120 | 33203 | 0 | 0 |
| 347 | 13819 | 235 | 22663 | 115 | 33810 | | |

| | | | | | | | |
|-----|-------|-----|-------|-----|-------|--|--|
| 346 | 13922 | 230 | 23046 | 110 | 34439 | | |
|-----|-------|-----|-------|-----|-------|--|--|

При тех параметрах движения, когда $\lambda > \ln 2$ или $x < 1$, трансцендентное уравнение (4) можно также приближённо заменить квадратным уравнением с близким значением корня. Так, используя аппроксимацию:

$$y = x - \ln(1+x) \approx \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{3\left(1 + \frac{3}{4}x\right)}, \quad (7)$$

получаем:

$$x^2 + 2\left(6 - 9\frac{u_*}{\gamma}\right)x - 24\frac{u_*}{\gamma} = 0.$$

Тогда, при малых x :

$$x = \sqrt{\left(9\frac{u_*}{\gamma} - 6\right)^2 + 24\frac{u_*}{\gamma}} + \left(9\frac{u_*}{\gamma} - 6\right). \quad (8)$$

Информация о погрешностях аппроксимации представлена в табл. 2, где в числители записаны округлённые до 0,0001 точные значения y , а в знаменатели - вычисленные по (7).

Таблица 2 – Значения $y = x - \ln(1+x)$

| x | 0 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 |
|-----|---------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| y | $\frac{0}{0}$ | $\frac{0,0177}{0,0177}$ | $\frac{0,0635}{0,0636}$ | $\frac{0,1299}{0,1303}$ | $\frac{0,2122}{0,2133}$ | $\frac{0,3069}{0,3095}$ |

Используя полученные формулы, рассмотрим примеры проведения идентификации. В качестве исходных данных принимаем: $A^* = 0,0075$ м; $\omega = 41,86$ с⁻¹; $f = 0,55$; $\theta = 6^\circ$; $r_0 = 0,001825$ м; $M = 0,00004$ кг (зерновая смесь пшеницы). Пусть измерениями установлены скорости движения зерновой смеси при различной высоте слоя. По исходным данным, используя формулу (3), находим параметр a . Далее получаем γ , λ , ξ , $\exp(\xi)$. По табл.1, используя линейную интерполяцию, получаем $W(-e^\xi)$. Далее по формуле (6) определяем x , с помощью которого рассчитываем вибровязкость: $v = ahx^{-1}$.

Выясним, как изменятся результаты идентификации, когда измерять скорость u_* с небольшим отклонением. Проводя аналогичные расчёты, при скоростях зерновой смеси $u_* = 0,18 \dots 0,22$ м/с получаем зависимости вибровязкости смеси от ее скорости. Анализом зависимостей установлено, что незначительное изменение скорости смеси, в диапазоне 0,18...0,22 м/с, приводит к значительным изменениям вибровязкости V (рис.).

Проверим пригодность к проведению расчётов формулы (8), когда $\lambda > \ln 2$. Пусть скорость зерновой смеси $u_* = 0,1 \dots 0,2$ м/с, при высоте слоя $h = 0,012$ м.

Определение параметра χ проводили по формулам (6) и (8) (табл.3). Погрешность формулы (8) составила меньше 2%.

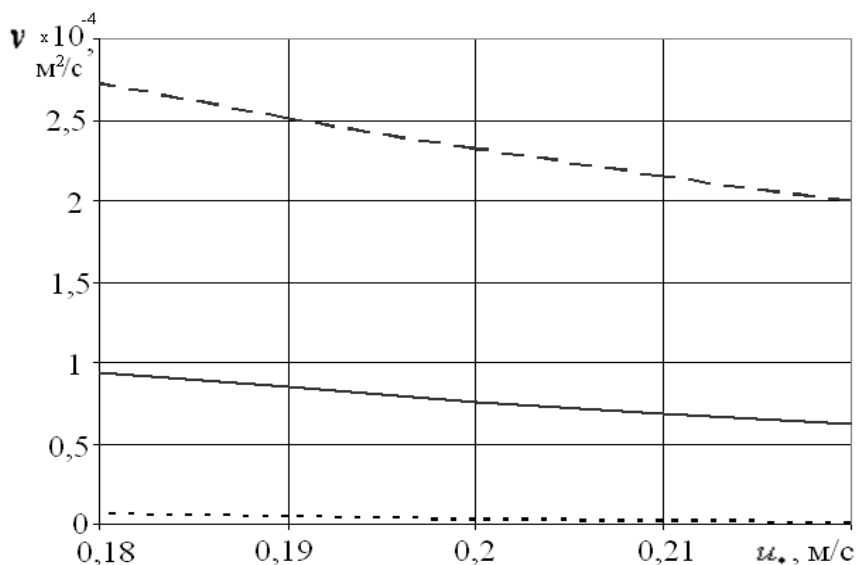


Рис. – Зависимости вибровязкости зернового слоя от его скорости, при: - - - - $h=0,012\text{м}$; — $h=0,008\text{м}$; $h=0,004\text{м}$ ($A^*=0,0075\text{м}$; $\omega=41,86\text{с}^{-1}$; $f=0,55$; $\theta=6^\circ$; $r_0=0,001825\text{м}$; $M=0,00004\text{кг}$)

Таблица 3

| Скорость зерновой смеси, u_* , м/с | Параметр χ | |
|--------------------------------------|-----------------|------------|
| | (по ф.(6)) | (по ф.(8)) |
| 0,1 | 0,356519 | 0,361441 |
| 0,15 | 0,609362 | 0,609213 |
| 0,2 | 0,928994 | 0,919359 |

Выводы

Использование решения обратной задачи гидродинамики при расчётно-экспериментальном определении феноменологических параметров модели зернового потока упрощает постановку эксперимента, однако требует точных измерений, поскольку ошибка измерений сильно влияет на результаты идентификации.

Список использованных источников

1. Захаров Н.М. О движении слоя зерна и силах внутреннего трения при вибрационном перемещении / Н.М. Захаров // Вестник сельскохозяйственной науки. - Л.: Колос, 1968. – № 5. – С.70-75.
2. Косилов О.Н. Исследование вибровязких свойств сыпучих сельскохозяйственных материалов / О.Н. Косилов. Автореферат диссертации кандидата технических наук: РИСХМ. – Ростов на Дону, 1966. – 20 с.
3. Злочевский В.Л. Моделирование движения зернового материала на

сепараторах со сложным движением рабочих органов / В.Л. Злочевский, А.В. Баранов, С.В. Тарасевич // Материалы XII Международной научно-практической конференции “Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири” – Томск: ТГУ, 2005. – С. 139 – 141.

4. Тарасевич С.В. Обоснование параметров сепаратора с вибрационно-качающейся решётной поверхностью для зерновых материалов / С.В. Тарасевич Автореферат диссертации кандидата технических наук: 05.20.01 / Алт ГТУ. – Барнаул, 2006. – 27 с.
5. Тищенко Л.Н. Гидродинамика сепарирования зерна / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский – Харків: “Міськдрук”, 2010. – 174 с.
6. Тищенко Л.Н. Виброрешётная сепарация зерновых смесей / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский – Харьков: “Міськдрук”, 2011. – 280 с.
7. Тищенко Л.Н. Исследование закономерностей вибровязкости зерновых смесей при сепарировании цилиндрическими виброцентрированными решётами / Л.Н. Тищенко, М.В. Пивень, С.А. Харченко, В.В. Бредихин // Вісник ХНТУСГ: Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв.– Харків: ХНТУСГ, 2009. – Вип. 88. – С. 34-44.
8. Тищенко Л.Н. Моделирование процессов зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, Д.И. Мазоренко, М.В. Пивень и др. – Харків: “Міськдрук”, 2010. – 360 с.
9. Тищенко Л.Н. Колебания зерновых потоков на виброрешётах / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский. – Харьков: “Міськдрук”, 2012. – 267 с.
10. Кучеренко С.І. Балістика крапель, які випаровується при польоті / С.І. Кучеренко, В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський, Л.М. Тіщенко. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – 304 с.

Анотація

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПСЕВДОВ'ЯЗКОСТІ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ, ЩО РУХАЄТЬСЯ НА ПЛОСКОМУ ВІБРОРЕШЕТИ

Тіщенко Л., Ольшанський В., Карнадуд Р., Ольшанський С.

Запропоновано метод визначення характеристик псевдов'язкості лінійно-неоднорідної зернової суміші за результатами вимірювань параметрів потоку зернового шару на плоскому нахиленому віброрешеті.

Abstract

IDENTIFICATION CHARACTERISTICS PSEVDVYAZKOSTI GRAIN MIXTURE THAT MOVES ON A FLAT OSCILLATION SIEVE

L. Tischenko, V. Olshansky, R Karnadud, S. Olshansky

The method of determination of a pseudoviscosity linear inhomogeneous grain mixture after the measurements of the flow of grain layer on a flat sloping vibr sieve

was proposed.

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСУ ДООЧИЩЕННЯ НАСІННЯ КОНЮШИНИ РОЖЕВОЇ НА ВІБРОФРИКЦІЙНОМУ ОЧИСНИКУ З ВИКОРИСТАННЯМ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ

Шептур О.А., к.т.н., доц., Михайлов А.Д., к.т.н., доц., Винокуров М.О., інж.,
Нікітін С.П., к.т.н., доц., Шептур А.О., інж.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Наведені результати експериментальних досліджень доочищення насіння конюшини рожевої на віброфрикційному очиснику з використанням повітряного потоку

Постановка проблеми. Однією із задач підприємств агропромислового комплексу є надійне забезпечення країни продуктами харчування і сільськогосподарською сировиною, у тому числі збільшенням виробництва кормів.

Для розв'язання цієї задачі одним з важливих напрямків є поліпшення якості посівного матеріалу, у тому числі насіння конюшини рожевої.

У зв'язку з тим, що до посівного матеріалу пред'являються усе більш високі вимоги за якістю, виникає необхідність по удосконаленню існуючих конструкцій та створенню нових зерноочисних машин і обладнання для післязбиральної обробки насіння.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Якість насіння є однією із складових підвищення врожайності та якості продукції. Насіння конюшини рожевої, насіння бур'янів та домішки мають широкий діапазон мінливості аеродинамічних властивостей, розмірних характеристик, форми, щільності та інших показників, що викликає певні труднощі при їх сепарації на зерноочисних машинах загального і спеціального призначення.

Для доведення посівного матеріалу конюшини рожевої до високих посівних кондицій на практиці найчастіше змушені пропускати насіння по декілька разів через робочі органи зерноочисних машин. Це, у свою чергу, призводить до травмування насіння, зниженню його посівних якостей та значним втратам насіння основної культури у відхід. Крім того, зазначені ознаки сепарації не дозволяють одержати висококондиційне насіння, тобто виділити із насіння конюшини рожевої важковідокремлюване насіння бур'янів та домішки.

Отримання насіння конюшини рожевої з високими посівними якостями при найменших витратах праці і мінімальними втратами насіння основної культури у відхід залежить від правильно обраних схем технологічного процесу та засобів механізації. Визначають ознаки сепарації і відповідні робочі органи зерноочисних машин на підставі аналізу фізико-механічних властивостей компонентів насінневих сумішей.

Організація виробництва на промисловій основі вимагає створення відповідної матеріально-технічної бази післязбиральної обробки і збереження насіння, найбільш ефективного використання поточкових зерноочисних ліній заводського виробництва.

Однак необхідно відзначити, що розробка та організація серійного виробництва різноманітних нових високоефективних зерноочисних машин і устаткування залишається на недостатньому рівні.

Мета досліджень. Визначити та експериментально дослідити можливість доочищення насіння конюшини рожевої на віброфрикційному очиснику з використанням повітряного потоку.

Результати досліджень. Вихідне насіння конюшини рожевої, яке пройшло обробку на повітряно-решітно-трієрних робочих органах зерноочисних машин загального призначення не відповідало вимогам ДСТУ [4] із-за наявності значної кількості важковідокремлювального насіння бур'янів та домішок. Для вибору раціонального способу виділення із насінневого матеріалу конюшини рожевої насіння бур'янів та домішок, насіннева суміш була оброблена на віброфрикційному очиснику з використанням повітряного потоку [1,2,3].

Згідно ДСТУ 2240-93 [4] насіння конюшини рожевої повинно мати наступні показники якості: мінімальний вміст насіння основної культури 92,0%; вміст насіння інших видів 0%; вміст насіння бур'янів максимум всього 0,6%; у тому числі найбільш шкідливих 400 шт./кг; схожість 65,0%; вологість максимум 13,0%.

Під час досліджень були прийняті наступні установочно-кінематичні параметри віброфрикційного очисника: частота коливань робочого органу – 150c^{-1} ; амплітуда коливань – 1,0мм; кут спрямованості коливань – 30° ; позовжній кут нахилу робочої поверхні до горизонту – $6,2^{\circ}$; поперечний кут – $2,3^{\circ}$; кут нахилу насадок відносно поверхні – 30° . Робоча поверхня – фанера технічна. Насіння конюшини рожевої на віброфрикційному очиснику оброблялось за один пропуск.

Вихідним матеріалом для дослідження була суміш конюшини рожевої, яка мала наступні посівні показники: вміст насіння основної культури – 87,96%, вміст насіння бур'янів – 8,92%, у тому числі склероції конюшиного раку – 2,28%, пирія повзучого – 3,03%, щавеля кучерявого – 1,40%, костриці лукової (без оболонки) – 1,4%, домішок – 3,12%. Маса 1000 штук насіння складала 0,68г.

Вихідний насінневий матеріал в процесі сепарації розділявся на сім фракцій, по яких проводився аналіз посівних якостей насіння. Результати експериментальних досліджень доочищення насіння конюшини рожевої на віброфрикційному очиснику наведені в таблиці 1.

Аналіз якості розділення насінневої суміші конюшини рожевої на віброфрикційному очиснику показує, що в перший приймальник потрапило 2,95% насіння від загальної маси.

Вміст насіння основної культури складає 99,74%, що у порівнянні з вихідним матеріалом збільшився на 11,78%. У цю фракцію потрапило 0,14% насіння щавеля кучерявого та 0,12% насіння костриці лукової (без оболонки).

Домішки, насіння склерозії конюшинного раку та пирія повзучого у перший приймальник не потрапили. Маса 1000 штук насіння збільшилась на 0,08г.

Таблиця 1 – Результати доочищення насіння конюшини рожевої на віброфрикційному очиснику з використанням повітряного потоку

| №п /п | Найменування показників | Вихідна суміш | Фракції насіння (приймальники) | | | | | | |
|-------|--|---------------|--------------------------------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| | | | I | II | III | IV | V | VI | VII |
| 1. | Розподілення насіння по фракціям, % | 100,00 | 2,95 | 19,95 | 42,36 | 20,08 | 12,20 | 1,62 | 0,84 |
| 2. | Розподілення насіння зростаючим підсумком, % | 100,00 | 2,95 | 22,90 | 65,26 | 85,34 | 97,54 | 99,16 | 100,00 |
| 3. | Вміст насіння основної культури, % | 87,96 | 99,74 | 99,68 | 99,63 | 99,56 | 61,54 | 36,42 | 19,30 |
| 4. | Наявність насіння бур'янів, %, у тому числі: | 8,92 | 0,26 | 0,32 | 0,35 | 0,35 | 29,10 | 50,60 | 66,27 |
| 4.1. | склерозії конюшинного раку | 9,28 | – | – | – | – | 4,99 | 8,30 | 12,64 |
| 4.2. | пирія повзучого | 3,03 | – | – | – | 0,03 | 8,80 | 12,19 | 14,315 |
| 4.3. | щавеля кучерявого | 1,21 | 0,14 | 0,15 | 0,17 | 0,11 | 6,52 | 17,90 | 25,52 |
| 4.4. | костриця лукова (без оболонки) | 1,40 | 0,12 | 0,17 | 0,18 | 0,24 | 8,79 | 12,15 | 13,76 |
| 5. | Вміст домішок, % | 3,12 | – | – | 0,01 | 0,09 | 9,36 | 12,98 | 14,43 |
| 6. | Маса 1000 штук насінин, г | 0,68 | 0,76 | 0,73 | 0,72 | 0,72 | 0,70 | 0,48 | 0,37 |
| 7. | Якість насіння | неконд | конд | конд | конд | конд | неконд | неконд | неконд |

У другу фракцію потрапило насіння конюшини рожевої (вихід насіння 19,95%), яке за вмістом насіння основної культури складає 99,68%. Як і у перший приймальник насіння склерозії конюшинного раку, пирія повзучого та

домішки у цей приймальник також не потрапили. Але насіння щавеля кучерявого та костриці лукової (без оболонки), відповідно, склало 0,15 і 0,17%. Маса 1000 штук насінин збільшилась на 0,05г, у порівнянні з вихідним матеріалом.

Вихід третьої фракції складає 42,36% від маси вихідної суміші. Вміст насіння основної культури у цій фракції складає 99,63%. Насіння склероції конюшинного раку та пирія повзучого у цю фракцію не потрапило. Загальна кількість насіння бур'янів складає 0,35%, у тому числі 0,17% щавеля кучерявого, 0,18% костриці лукової (без оболонки). Домішки складають 0,01%. У порівнянні з вихідним насінням маса 1000 штук насіння збільшилась на 0,04г.

Вміст насіння конюшини рожевої четвертої фракції (вихід насіння 20,08%), у порівнянні з вихідним насінням, збільшився на 11,60%. Наявність насіння бур'янів наступна: пирія повзучого 0,03%, щавеля кучерявого 0,11%, костриці лукової (без оболонки) 0,21%, домішок 0,09%. Маса 1000 штук насінин склала 0,70г, що на 0,02г більше вихідної суміші.

При об'єднанні першої-четвертої фракцій (вихід насіння 85,34%) отримали насіння конюшини рожевої, яка відповідає вимогам ДСТУ [4]. Маса 1000 штук насінин збільшилась у середньому на 0,04г.

У останні три приймальники потрапило основна маса насіння бур'янів та домішки. Вихід насіння цих фракцій складає 14,76%. Вміст насіння конюшини рожевої, у порівнянні з вихідним насінням, відповідно, зменшилось на 26,42; 51,54; 68,66%. Маса 1000 штук насінин цих фракцій також зменшилась, відповідно, на 0,02; 0,20; 0,31г.

Висновки

Еспериментальними дослідженнями встановлено, що на віброфрікційному очиснику з використанням повітряного потоку за один пропуск є можливість доводити насіння конюшини рожевої до високих посівних кондицій. Вихід кондиційного насіння складає 85,34%.

Одночасно з виділенням із насіння конюшини рожевої важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок є можливість виділити неповноцінне насіння основної культури (недорозвиненого, травмованого, щуплого) і тим самим підвищити посівні якості посівної фракції.

Список використаних джерел

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. - 141 с.
3. Результати сепарації насіння тимофіївки лучної на віброфрікційному очиснику з подачею повітря у зону завантаження насіннєвого матеріалу./ Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенко «Механізація сільськогосподарського виробництва». Том 1. – Харків, 2012. – С.181-187
4. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. Держстандарт України. – Київ, 1994. – 73 с.

Аннотация

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ДООЧИСТКИ СЕМЯН КЛЕВЕРА РОЗОВОГО НА ВИБРОФРИКЦИОННОМ ОЧИСТИТЕЛЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Шептур А.А., Михайлов А.Д., Винокуров Н.А., Никитин С.П., Шептур А.А.

Приведены результаты экспериментальных исследований доочистки семян клевера розового на виброфрикционном очистителе с использованием воздушного потока

Abstract

INTENSIFICATION OF PROCESS OF POST-TREATMENT OF CLOVER SEED PINK ON CLEANER OF VIBRATION WITH AIR FLOW

A. Sheptur, A. Mihaylov, N. Vynokurov, S. Nikitin, A. Sheptur

Experimental results posttreatment clover seed pink to vibrofriktsionnom cleaner with air flow

УДК 531.01

УПРОЩЁННЫЙ РАСЧЁТ ДАЛЬНОСТИ ПОЛЁТА ЧАСТИЦ УДОБРЕНИЙ, ВЫЛЕТАЮЩИХ С РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ

Ольшанский В.П., д.ф.-м.н., проф., Ольшанский С.В., к.ф.-м.н.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Изложен упрощённый способ расчёта дальности разбрасывания частиц твёрдых удобрений при линейном сопротивлении газовой среды. Упрощение достигается введением аппроксимации типа Паде для экспоненциальной функции.

Постановка проблемы. При малых скоростях разбрасывания и дальностях полёта частиц твёрдых удобрений силу сопротивления среды можно считать пропорциональной скорости полёта частицы [1,2]. Линейная модель расчёта гораздо проще нелинейных теорий, в том числе тех, где сила сопротивления пропорциональна квадрату скорости. При квадратичном сопротивлении среды координаты траектории полёта выражаются интегралами, которые “не берутся” в элементарных или затабулированных специальных функциях [3,4]. Их приходится вычислять на компьютере, что затрудняет параметрический анализ модели. Подчеркнём, что и в рамках линейной теории сопротивления среды расчёт дальности связан с численным решением трансцендентного уравнения [4]. Поэтому в [1], с целью упрощения расчёта

движения частицы на сравнительно небольшие расстояния, полностью пренебрегают действием силы сопротивления. В отличие от известных публикаций, здесь излагается приближённый способ, который позволяет без затруднений вычислить дальность полёта частицы, как материальной точки, с учётом линейного сопротивления среды.

Целью работы является разработка упрощённого способа расчёта дальности полёта частиц твёрдых удобрений в газовой среде с линейным сопротивлением.

Основная часть работы. Движение частицы описываем в прямоугольных координатах xoy , показанных на рис. 1

Задача заключается в вычислении горизонтального расстояния l , пройдя которое движущаяся точка окажется на h ниже исходного положения на траектории. Её решение связано с вычислением корня трансцендентного уравнения

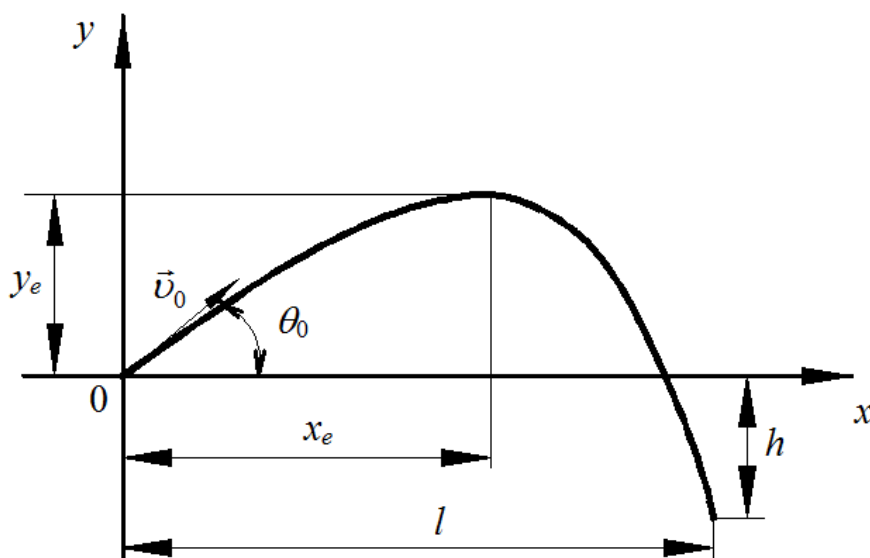


Рис. 1 – Расчётная схема

$$\frac{g + \alpha v_2}{\alpha v_1} l + \frac{g}{\alpha^2} \ln \left(1 - \frac{\alpha l}{v_1} \right) = -h, \quad (1)$$

в котором $v_1 = v_0 \cos \theta_0$; $v_2 = v_0 \sin \theta_0$; v_0 – скорость вылетания частицы с диска разбрасывателя; θ – угол, образованный вектором \vec{v}_0 с горизонтом; g – ускорение свободного падения; α – коэффициент линейного сопротивления воздуха.

К уравнению (1) приводят выражения [4]:

$$l = \frac{v_1}{\alpha} (1 - e^{-\alpha t_1}); \quad -h = \frac{1}{\alpha} \left(v_2 + \frac{g}{\alpha} \right) (1 - e^{-\alpha t_1}) - \frac{g t_1^2}{\alpha}, \quad (2)$$

после исключения в них времени полёта t_1 .

Для упрощения вычисления l , далее введём аппроксимацию

$$1 - e^{-\alpha t_1} \approx f(\alpha t_1) = \alpha t_1 \frac{1 - \frac{1}{6}\alpha t_1}{1 + \frac{1}{3}\alpha t_1}, \quad (3)$$

погрешность которой меньше 1%, когда $\alpha t_1 < 0,9$. Это подтверждают вычисления, представленные в табл. 1

Таблица 1 – К оценке погрешности аппроксимации

| αt_1 | 0,1 | 0,3 | 0,5 | 0,7 | 0,9 |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $1 - e^{-\alpha t_1}$ | 0,0952 | 0,2592 | 0,3935 | 0,5034 | 0,5934 |
| $f(\alpha t_1)$ | 0,0952 | 0,2591 | 0,3929 | 0,5014 | 0,5885 |

Учитывая (3), из (2) получаем квадратное уравнение:

$$\left(\frac{\alpha v_2}{6} + \frac{g}{2}\right)t_1^2 - \left(v_2 + \frac{1}{3}\alpha h\right)t_1 + h = 0, \quad (4)$$

для приближённого вычисления времени полёта t_1 , когда $\alpha t_1 < 0,9$.

Решив (4), находим:

$$t_1 = A + \sqrt{A^2 + B}, \quad (5)$$

где $A = \frac{v_2 + \alpha h/3}{g + \alpha v_2/3}$; $B = \frac{2h}{g + \alpha v_2/3}$.

В частном случае при $\alpha = 0$ из (5) следует известное выражение времени полёта частицы в вакууме, за которое она станет на h ниже исходного положения.

Учитывая (2) и (5), получаем приближённое выражение дальности полёта частицы:

$$l = \frac{v_1}{\alpha} \left\{ 1 - \exp \left[-\alpha \left(A + \sqrt{A^2 + B} \right) \right] \right\}, \quad (6)$$

Используя (6), определим влияние силы сопротивления среды и угла θ_0 на дальность полёта частицы.

Пример 1. Три частицы имеют разные $\alpha = 0,2; 0,3; 0,4 \text{ с}^{-1}$, но вылетают с одинаковой начальной скоростью $v_0 = 15 \text{ м/с}$. Выясним как будет различаться их дальности полёта, когда $\theta_0 = 30^\circ$; $h = 1 \text{ м}$. Результаты расчётов представлены в табл. 2.

Таблица 2 – Значения l для разных α

| $\alpha, \text{ с}^{-1}$ | A | B | αt_1 | $l, \text{ м}$ |
|--------------------------|-------|-------|--------------|----------------|
| 0,2 | 0,734 | 0,194 | 0,318 | 17,69 |
| 0,3 | 0,720 | 0,189 | 0,468 | 16,19 |
| 0,4 | 0,706 | 0,185 | 0,613 | 14,89 |

При движении частиц в вакууме (без учёта сопротивления среды) дальности полёта трёх частиц одинаковы и равны 21,46 м, что значительно превышает те l , что указаны в табл. 2.

Пример 2. Четыре частицы вылетают с одинаковой начальной скоростью

$v_0 = 10 \text{ м/с}$, но под разными углами θ_0 . Определим различия в дальностях их полёта, когда $\alpha = 0,3 \text{ с}^{-1}$; $h = 1 \text{ м}$. Результаты вычислений представлены в табл. 3.

Таблица 3 – Значения l для разных θ_0

| θ_0 , град | A | B | αt_1 | l , м |
|-------------------|-------|-------|--------------|---------|
| 20 | 0,347 | 0,197 | 0,273 | 7,48 |
| 30 | 0,495 | 0,194 | 0,347 | 8,46 |
| 40 | 0,625 | 0,191 | 0,416 | 8,69 |
| 45 | 0,682 | 0,190 | 0,447 | 8,50 |

Вследствие действия силы сопротивления, дальность полёта частицы при $\theta_0 = 45^\circ$ меньше, чем при $\theta_0 = 40^\circ$. Без учёта сопротивления воздуха при $h = 0$, максимальная дальность полёта достигается когда $\theta_0 = 45^\circ$.

В небольшой погрешности расчёта легко убедиться подстановкой исходных данных и соответствующих l из таблиц 2 и 3 в уравнение (1). Небольшая погрешность обусловлена тем, что расчётные значения $\alpha t_1 < 0,9$.

Выводы. Изложенный способ существенно упрощает вычисление дальности полёта частиц в воздушной среде с линейным сопротивлением. Но при этом расчётные значения αt_1 не должны превышать указанное граничное значение.

Список использованных источников

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1. Частина 3. Машини для приготування та внесення добрив / П.М. Заїка. – Х.: ОКО, 2002. – 342с.
2. Ловейкін В.С. Визначення швидкості руху частинок твердих мінеральних добрив після сходження з лопатки диска при врахуванні дії вітру / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, А.І. Дитюк // Сучасні проблеми землеробської механіки: Вісник ДДАУ. – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2009, – №. 2–09. – С. 186 – 188.
3. Заика П.М. Свободное движение материальной точки в спокойной изотропной газообразной среде / П.М. Заика, В.И. Мельник, А.И. Анисеев // Вестник Харьковского государственного технического университета “Харьковский политехнический институт”: Динамика и прочность машин, 2001. – Вып. 25. – С. 153-164.
4. Ольшанский В.П. Вопросы внешней баллистики огнетушащих веществ / В.П. Ольшанский, О.А. Дубовик. – Х.: “Митець”, 2005. – 236 с.

Анотація

СПРОЩЕНИЙ РОЗРАХУНОК ДАЛЬНОСТІ ПОЛЬОТУ ЧАСТИНОК ДОБРИВ, ЯКІ ВИЛІТАЮТЬ З РОЗКИДАЧА

Ольшанський В., Ольшанський С.

Викладено спрощений спосіб розрахунку дальності розкидання частинок твердих добрив за лінійного опору газового середовища. Спрощення досягається введенням апроксимації типу Паде для експонентної функції.

Abstract

SIMPLIFIED CALCULATION RANGE FLIGHTS PARTICLES FERTILIZERS DEPARTING FROM SPREADER

V. Olshanskii, S. Olshanskii

Simplified method for calculating distance spreading particles of solid fertilizers with a linear resistance of the gas medium was presented. Simplification achieved by introducing a type of Pade approximation of the exponential function.

УДК 631.362.36; 621.928.9

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА СТІЙКІСТЬ ШАРУ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ ПРИ ОЧИСТКІ НА КОНУСНО- КАСКАДНІЙ ПОВЕРХНІ ПНЕВМОСЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

Тіщенко Л.М., д.т.н., акад. НААНУ, проф., Сліпченко М.В., асист.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

У статті розглянуто вплив конструктивно-технологічних параметрів пневмосепаруючого пристрою на стійкість шару зернової суміші.

Постановка проблеми. Забезпечення конкурентоспроможності вітчизняної зерноочисної техніки вимагає подальшого її вдосконалення. А саме зростання продуктивності та якості очистки зернових сумішей (ЗС). Одним із перспективних напрямків підвищення якості очистки ЗС є покращення її очистки від легких домішок. Саме з метою покращення якості очистки ЗС від легких домішок розроблено новий віялово-кільцевий конусно-каскадний пневмосепаруючий пристрій (ПСП) [1, 2]. Цей ПСП встановлюється на сепараторах серій СВС та БЦСМ ВАТ "Вібросепаратор" (м. Житомир). Очистка ЗС повітряним потоком (ПП) у розробленому ПСП відбувається як в основній кільцевій зоні очистки, так і на повітропроникному конусно-каскадному конусі.

Мета досліджень. Аналіз результатів теоретичних досліджень процесу очищення ЗС від легких домішок на конусно-каскадній поверхні ПСП вібровідцентрових зернових сепараторів. Визначення параметрів, що впливають на граничну стійкість шару.

Результати досліджень. При проведенні теоретичних досліджень отримані математичні моделі, що описують процес очищення ЗС на конусно-каскадній поверхні [3, 4]. Для їх отримання повітропроникну конусно-каскадну поверхню замінено еквівалентною (рис. 1).

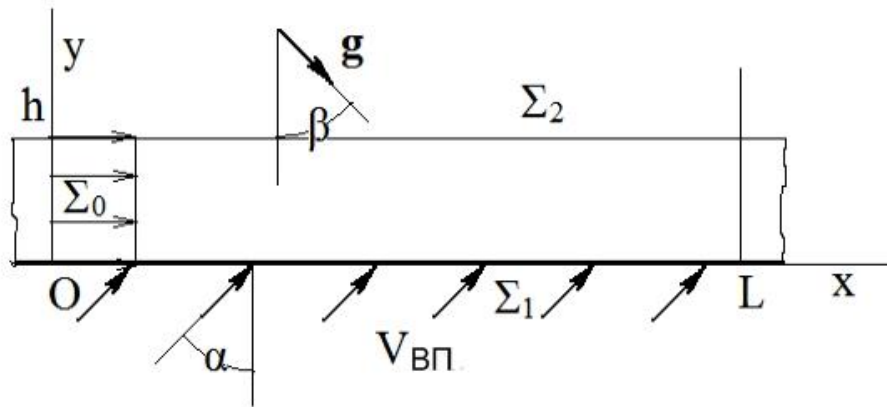


Рис.1 – Розрахункова схема еквівалентної повітропроникної скатної поверхні

ЗС потрапляє на еквівалентну повітропроникну конусно-каскадну поверхню через перетин Σ_0 та продувається ПП, що спрямований під кутом α через перетин Σ_1 . Рух ЗС відбувається за рахунок сили тяжіння. Легкі домішки вважаються вилученими, якщо вони перетинають перетин Σ_2 . У разі якщо легкі домішки не вилучаються на довжині L еквівалентної поверхні, то рахуємо, що вони залишаються у ЗС.

Чисельним розв'язком математичних моделей [4] отримані залежності для визначення граничної довжини стійкого шару ЗС, швидкості та об'ємної щільності ЗС по довжині конусно-каскадної поверхні, траєкторій руху легких домішок, швидкостей виходу частинок домішкової фази з шару ЗС та залежності коефіцієнту очистки від розміру часток домішкової фази.

Теоретичними дослідженнями [3] встановлено, що при русі ПП у міжзерновому проміжку його швидкість зростає, але виносу повноцінного зерна не відбувається (рис. 2). З рисунку 2 видно, що швидкість руху ПП в міжзерновому просторі до 2,7-2,8 раз вище, ніж швидкість ПП. Звідси можна зробити висновок, що очистка ЗС від легких домішок відбувається більш інтенсивно на ділянці, де шар є не зруйнованим. Таким чином визначення умов існування стійкого шару є важливою задачею.

Руйнування стійкого шару відбувається як по висоті шару ЗС, так і по його довжині.

По висоті руйнування шару суміші відбувається тоді, коли об'ємна щільність стає меншою за 0,532 [5, 6].

На руйнування шару ЗС по висоті найбільш впливає швидкість ПП та еквівалентний розмір часток зернової фази [7] (рис. 3).

Як видно з рис. 3, а, руйнування шару при збільшенні швидкості ПП з 5 до 7 м/с відбувається на 27 % меншій висоті шару (0,044 і 0,032 м відповідно). Але близьке розташування залежностей дає можливість стверджувати, що зниження якості очистки від цього не відбувається за рахунок застосування більш високих швидкостей очистки.

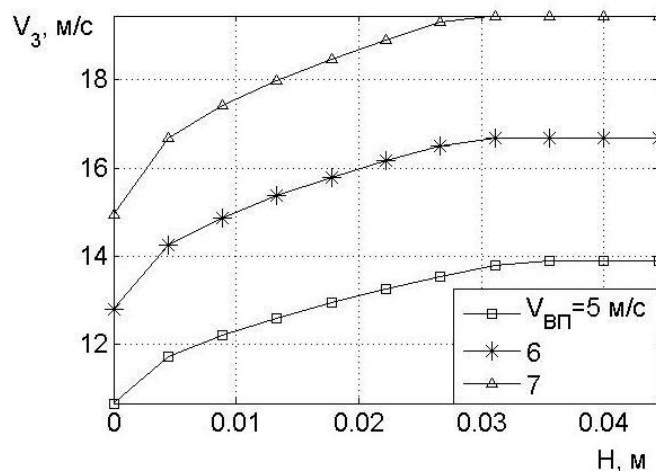


Рис. 2 – Залежності швидкості повітряного потоку в міжзерновому просторі по глибині шару ($H_0 = 0,04$ м, $\rho_1 = 750$ кг/м³, $a_1 = 0,003$ м)

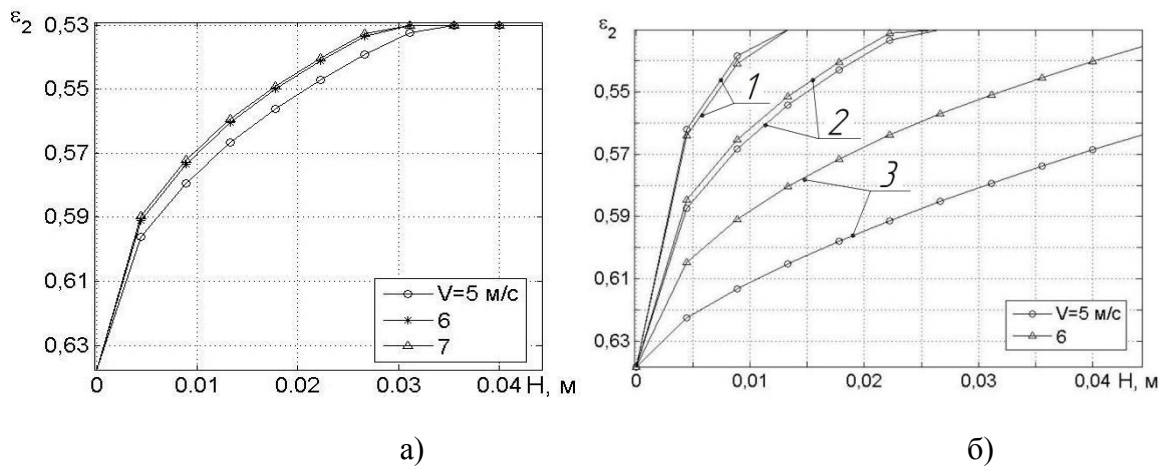


Рис. 3 – Залежності граничної стійкості шару ЗС по висоті від: а) швидкості ПП ($a_1 = 0,003$ м); б) еквівалентного розміру частинок зернової фази: 1 – $a_1 = 0,0025$ м; 2 – $a_1 = 0,003$ м; 3 – $a_1 = 0,0035$ м

Зі збільшенням еквівалентного розміру зернових частинок з 0,025 до 0,003 м гранична висота стійкого шару збільшується на 60-62 % з 0,013 до 0,021 м. Або руйнування шару по висоті не відбувається залежність 3 на рис. 3, б.

Отримані залежності дають змогу підібрати раціональні технологічні параметри для запобігання руйнування шару ЗС по висоті та утворень "проривів" ПП.

При русі ЗС по скатній поверхні руйнування шару суміші відбувається не лише по висоті, а й по довжині. Встановимо, які параметри мають найбільший вплив.

Зі збільшенням насипної щільності з 650 до 750 кг/м³ (рис. 4, а) гранична довжина стійкого шару (L_{max}) збільшується на 8-9 % з 0,23-0,25 до 0,25-0,27 м.

Збільшення початкової швидкості руху ЗС з 0,8 до 1,2 м/с (рис. 4, б) збільшує L_{max} в 2-2,1 раза з 0,17 до 0,36-0,38 м, тобто на 100-110 %.

Зі збільшенням кута α між з 30° до 50° L_{\max} збільшується на 8-9 % з 0,23-0,25 до 0,25-0,27 м.

Зі збільшенням кута β з 35° до 55° L_{\max} збільшується на 26-28 % з 0,23-0,25 до 0,29-0,35 м.

Таким чином встановлено, що найменший вплив на граничну довжину стійкого шару мають зміна насипної щільності та кута α . А найбільш впливовим параметром є початкова швидкість руху ЗС.

Значення всіх цих параметрів дозволяє розрахувати довжину каскадів скатної поверхні ПСП таким чином, що не відбувалося руйнування шару ЗС при русі по ним.

Висновок. Встановлені значення параметрів, що дозволяють розрахувати граничну довжину та висоту шару ЗС. Отримані результати дозволяють розрахувати конструктивно-технологічні параметри ПСП та підібрати оптимальні параметри очистки ЗС від легких домішок.

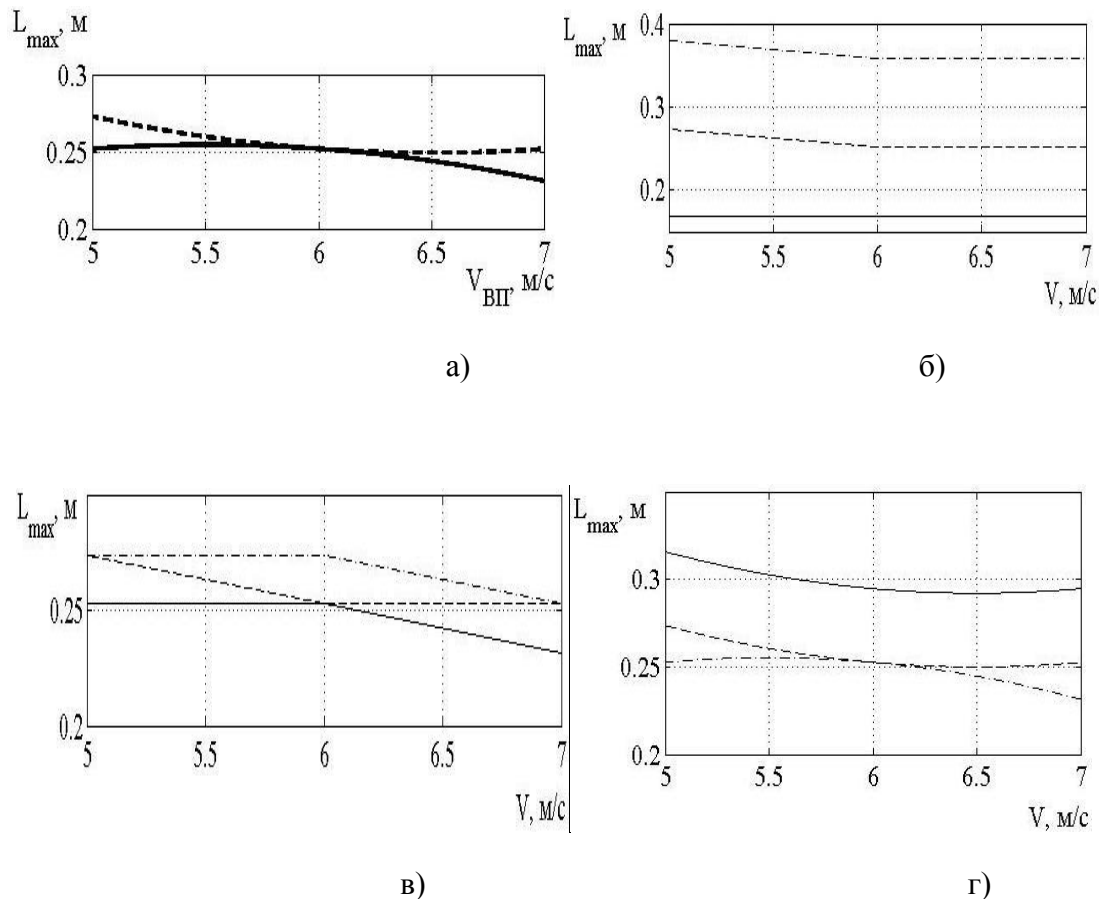


Рис. 4 – Залежності граничної довжини стійкого шару від швидкості ПП та від:
 а) насипної щільності зернової фази ——— - 650 kg/m^3 ; - - - - 750 kg/m^3 ($\alpha=40^\circ$, $\beta=45^\circ$, $V_{0x}^{(1)}=1,0 \text{ м/с}$); б) початкової швидкості руху ЗС : ——— - $0,8 \text{ м/с}$; - - - - $1,0 \text{ м/с}$; - . . - $1,2 \text{ м/с}$ ($\alpha=40^\circ$, $\beta=45^\circ$, $\rho_1=750 \text{ кг/м}^3$); в) кута α : ——— - 30° ; - - - - 40° ; - . . - 50° ($\beta=45^\circ$);
 г) кута β : ——— - 35° ; - - - - 45° ; - . . - 55° ($\alpha=40^\circ$, $V_{0x}^{(1)}=1,0 \text{ м/с}$, $\rho_1=750 \text{ кг/м}^3$) ($H=0,04 \text{ м}$, $a_1=0,0035 \text{ м}$)

Список використаних джерел

1. Пат. 50587 Україна, МПК⁹ В07В 1/00, В07В 4/00. Вібровідцентровий сепаратор / Тищенко Л.М., Пастушенко М.Г., Харченко С.О., Слипченко 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. Слипченко М.В. К производственным испытаниям ворохоочистителя СВС-15 с разработанным пневмосепарирующим устройством / М.В. Слипченко // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв: Вісник ХНТУСХ ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2009. – Вип. 88. – С. 88-95.
3. Тищенко Л.Н. К исследованию динамики продуваемого слоя зерновой смеси / Л.Н. Тищенко, М.В. Слипченко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10, Т.7. – С. 201-209.
4. Тищенко Л.Н. Динамика извлечения легких примесей пневмосепарирующим устройством виброцентробежного сепаратора / Л.Н. Тищенко, М.В. Слипченко // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 1 (61). – С. 186-193.
5. Гольдштик М.А. Элементарная теория кипящего слоя / М.А. Гольдштик // ПМТФ. – 1972. – №6. – С. 106-112.
6. Гольдштик М.А. Процессы переноса в зернистом слое / М.А. Гольдштик. – Новосибирск: СО АН СССР. Ин-т теплофиз., 1984. – 163 с.
7. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 3, розділ 7. Очистка і сортування насіння / П.М. Заїка. – Х.: Око, 2006. – 408 с.

Аннотация

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА УСТОЙЧИВОСТЬ СЛОЯ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ ПРИ ОЧИСТКЕ НА КОНУСНО-КАСКАДНОГО ПОВЕРХНОСТИ ПНЕВМОСЕПАРИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Тищенко Л.Н., Слипченко М.В.

В статье рассмотрено влияние конструктивно-технологических параметров пневмосепарирующего устройства на устойчивость слоя зерновой смеси.

Abstract

TO CERTAIN PARAMETERS AFFECTING THE STABILITY OF GRAIN MIXTURE LAYER WHEN CLEANING ON CONICAL-CASCADE SURFACE OF PNEVMOSEPARATING DEVICE

L. Tishchenko, M. Slipchenko

The article considers the influence of design and process parameters of pnevmoeparating device on the stability of grain mix layer device.

РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СТЕНДУ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНИХ ТА ПОСІВНИХ МАШИН

Карташов С.Г., к.т.н., Дядя В.М., к.т.н., Дудка В.С., асп.

Таврійський державний агротехнологічний університет

В роботі приведений приклад розрахунку геометричних параметрів стенду для випробування робочих органів ґрунтообробних та посівних машин.

Постановка проблеми. При створенні нових ґрунтообробних і посівних машин невід’ємними вимогами є проведення досліджень взаємодії робочих органів сільськогосподарських ґрунтообробних машин із ґрунтом, розробка та випробування нових сільськогосподарських машин. Для отримання правдивих силових та кінематичних показників необхідно проводити випробування сільськогосподарських знарядь в полі. Однак погодні умови не завжди дозволяють провести експерименти в постійних по вологості і щільності ґрунту умовах, а також забезпечити постійну швидкість руху знаряддя. Важливими умовами при організації та проведенні експериментальних досліджень є забезпечення постійної швидкості руху знаряддя і постійних властивостей ґрунту. У землеробстві для визначення більшості параметрів роботи сільськогосподарських агрегатів розробляють ґрунтові канали (рухомі та нерухомі). Будівництво обладнання, утримання і експлуатація ґрунтових каналів – справа в умовах обмеженого фінансування дуже затратна, і сьогодні в Україні практично не залишилося жодного діючого ґрунтового каналу [5,12].

Аналіз останніх досліджень. Аналіз теоретичних та практичних напрацювань, показали, що більша кількість авторів пропонують методику визначення ширини стенду, яка базується на статичних характеристиках розповсюдження перешкод [11] і теорії розповсюдження напруження в ґрунті [10], згідно якій напруження в ґрунті розповсюджується під кутом внутрішнього тертя «ґрунт-ґрунт» на відстань, де величина їх вирівнюється з природнім опором ґрунту зминанню. Для розрахунку геометричних параметрів вводиться ряд припущень, які не впливають на загальну модель взаємодії робочих органів ґрунтообробних та посівних машин з ґрунтом: стенд горизонтальний, мала швидкість руху [3,7].

Постановка завдання. На основі проведеного аналізу останніх досліджень пропонується розрахунок геометричних параметрів ґрунтообробних каналів для випробування та зняття основних характеристик робочих органів сільськогосподарських ґрунтообробних та посівних машин.

Для того щоб виготовити стенд треба визначитися з його мінімальними геометричними параметрами необхідними для проведення експерименту.

Для визначення геометричних параметрів каналу приймаємо, що центр тяжіння коткуючого робочого органу розміщений над геометричною проекцією

його повздовжньої осі на ґрунт. При цьому контакт з ґрунтом котка відбувається по опорній площадці, близької по формі до еліпса, в якому одна з осей розміщена в центральній повздовжній площині котка [7,1]. Тиск в опорній площадці (рис.1) рівномірний. Повздовжня жорсткість котка менша по відношенню до поперечної жорсткості, виходячи з цього ширина опорної площадки B_k приймається рівній ширині котка. [13]

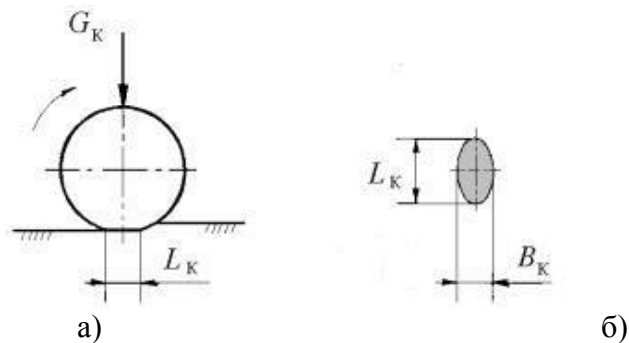


Рис. 1 – Формування колії котком: а – повздовжній перетин котка; б – опорна площадка котка, G_k – сила ваги котка, H ; L_k – довжина опорної площадки котка, м; B_k – ширина опорної площадки котка, м

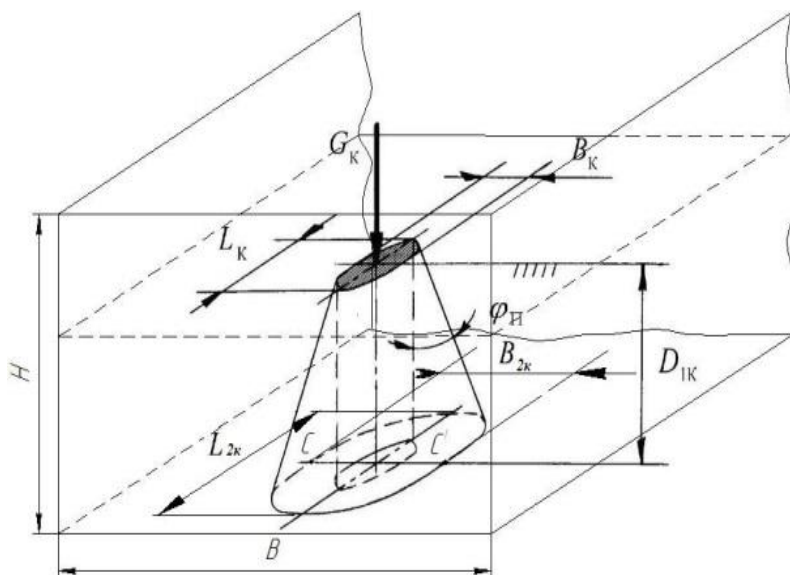


Рис. 2 – Розрахункова схема для визначення глибини розповсюдження в ґрунті напруження D_{1k} , яке створює прикочуючий коток

Глибина розповсюдження напруження в ґрунті при першому проході котка D_{1k} (рис. 2) визначається за формулою:

$$D_{1k} = -\frac{B_k + L_k}{4 \cdot f_r} + \sqrt{\left(\frac{B_k + L_k}{4 \cdot f_r}\right)^2 + \frac{\frac{G_k}{\pi \cdot [\delta_{cm}] \cdot 4} \cdot \frac{B_k - L_k}{4}}{f_r^2}}, \quad (1)$$

де f_r – коефіцієнт тертя в середовищі «ґрунт-ґрунт» визначається за даними графічної залежності $f_1 = f(q)$, (рис. 3) [8].

Для розрахунку довжини опорної поверхні прикочуючого котка позначимо через F_k площу контакту котка з ґрунтом (рис. 2)

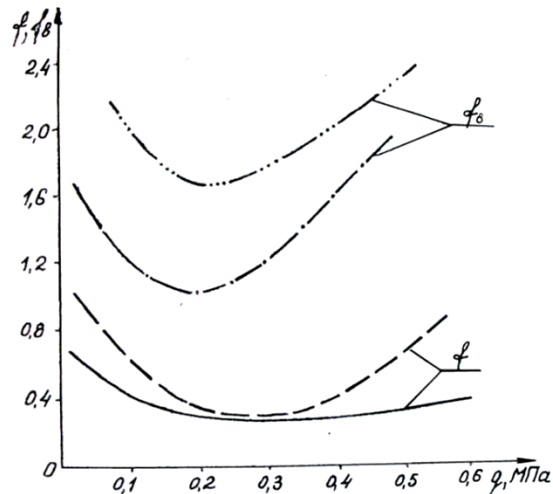


Рис. 3 – Зміни коефіцієнту тертя ґрунту по сталі f , коефіцієнту тертя ґрунту до ґрунту f_b в залежності від тиску q

Тоді напруження δ у ґрунті під опорною площадкою котка визначається за формулою:

$$\delta = \frac{G_k}{F_k}, \quad (2)$$

Згідно теорії розповсюдження напруження [11] зусилля для заглиблення котка в ґрунт виконується при таких умовах:

$$\delta > [\delta_{cm}], \quad (3)$$

де: $\delta_{cm} = 10 - 12$ кПа.[8]

Величина F_k визначається за формулою для розрахунку площі еліпса:

$$F_k = \frac{\pi \cdot B_k \cdot L_k}{4}, \quad (4)$$

Підставляючи у вираз (2) формулу (4), визначаємо величину L_k :

$$L_k = \frac{4 \cdot G_k}{\pi \cdot B_k \cdot \delta}, \quad (5)$$

де: δ приймаємо рівним 12 кПа [4,8].

Для визначення ширини ущільненої смуги складаємо схему (рис. 4).

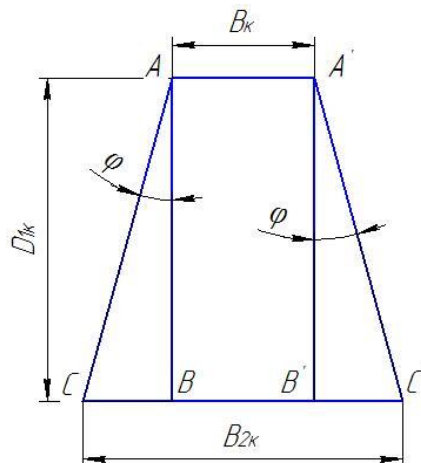


Рис.4 – Схема для визначення ширини ущільненої смуги B_{2k}

Ширина $B_{2к}$ визначається по осі CC_1 довжини проекції опорної площадки котка.

$$tg\varphi = \frac{CB}{AB}; CB = AB \cdot tg\varphi, \quad (6)$$

$$B_{2к} = B_к + 2AB \cdot tg\varphi, \quad (7)$$

$$B_{2к} = B_к + 2D_{1к} \cdot tg\varphi,$$

де: φ – кут внутрішнього тертя «грунт – грунт», $\varphi = 15^\circ - 43^\circ$ град [8,9].

Розрахунок основних геометричних параметрів стенду для випробування робочих органів ґрунтообробних та посівних машин.

Для розрахунків приймаємо такі вихідні данні:

- ширина котка: $B_к = 0,038$ м;
- коефіцієнт тертя в середовищі «грунт-грунт»: $f_г = 0,3 - 0,7$;
- вага котка $G_к = 100 - 294$ Н;
- напруження в ґрунті $\delta_{см} = 10 - 12$ кПа.

На основі даних визначаємо довжину опорної площадки котка $L_к$, глибину розповсюдження напруження в ґрунті при першому проході котка $D_{1к}$ та ширину ущільненої смуги $B_{2к}$.

$$L_к = \frac{4 \cdot 100}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 12000} = 0,279 \text{ м},$$

$$D_{1к} = - \left(\frac{0,038 + 0,027}{4 * 0,7} \right) + \sqrt{\left(\frac{0,038 + 0,027}{4 * 0,7} \right)^2 + \frac{\left(\frac{98}{3,14 * 12000} \right) - \left(\frac{0,038 * 0,027}{4} \right)}{0,7^2}}$$

$$= 0,049 \text{ м};$$

$$B_{2к} = 0,027 + (2 * 0,049 * 0,57) = 0,083 \text{ м}.$$

Враховуючи теоретичні розрахунки та технологічні можливості ширину B та глибину H ґрунтового каналу приймаємо:

- ширину ґрунтового каналу $0,45$ м;
- висоту ґрунтового каналу $0,28$ м.

Виготовлений стенд зображено на рисунку 5. Технічна характеристика приведена в таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічна характеристика стенду.

| Показник | Значення показника |
|----------------------------------|--------------------|
| Тип стенду | Стаціонарний |
| Діапазон швидкостей, м/с | 1-3 |
| Кількість швидкостей в редукторі | 18 |
| Максимальне тягове зусилля, Н | 3000 |
| Габаритні розміри, мм: | |
| довжина | 7000 |
| ширина | 500 |
| висота | 750 |
| Потужність електродвигуна | 6 кВт |

Стенд складається з рами 1, ґрунтового каналу 2, тягової лебідки 3, редуктора 4, електродвигуна 5, універсального тягового пристрою 6, напрямної 7, троса 8, ґрунтообробного котка 9.

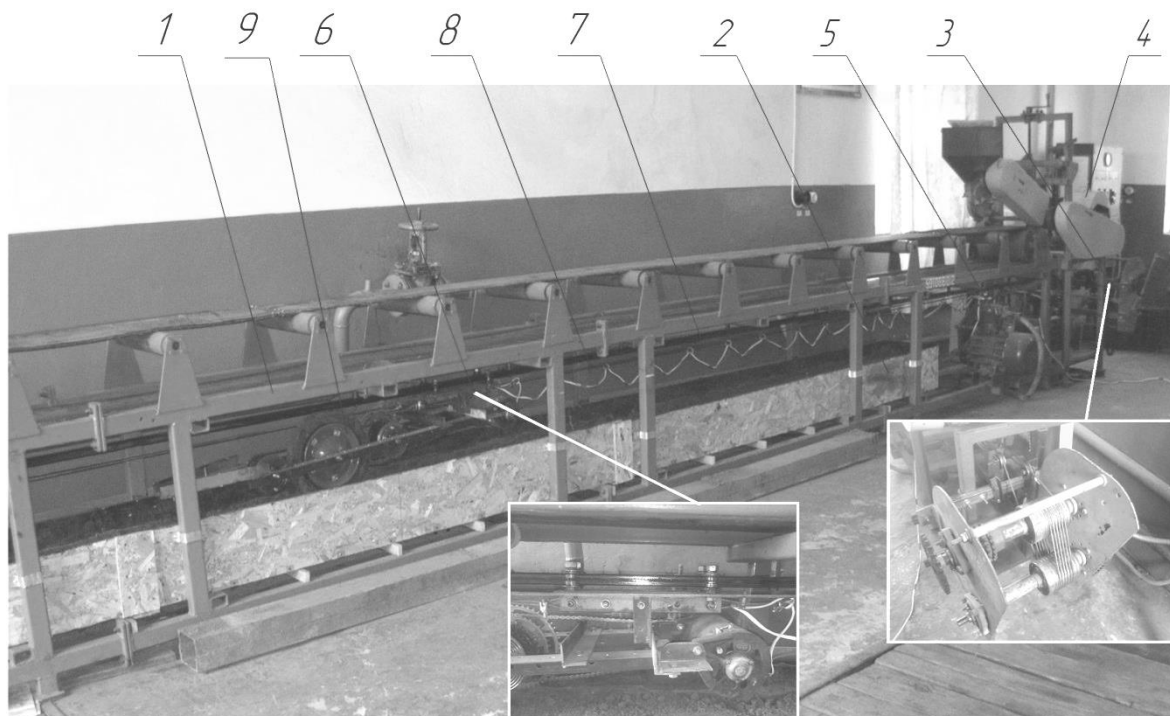


Рис. 5 – Стенд для випробування ґрунтообробних та посівних машин

Висновок. Приведений та виконаний розрахунок геометричних параметрів стенду для випробування робочих органів ґрунтообробних та посівних машин. Визначено довжину опорної площадки котка $L_k = 0,279\text{м}$; глибину розповсюдження напруження в ґрунті при першому проході котка $D_{1k} = 0,049\text{м}$; ширину ущільненої смуги $B_{2k} = 0,083\text{м}$. Визначені мінімальні характеристики для стенду та з запасом прийняті геометричні параметри: ширину прийнято $0,45\text{м}$, а висоту $0,28\text{м}$. По даним розрахунків стенд виготовлений на базі кафедри «Сільськогосподарські машини» Таврійського державного агротехнологічного університету.

Список використаних джерел

1. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность-машина/ М. Г. Беккер. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.
2. Кугель Р.В. Испытание на надежность машин и их элементов. / Р.В. Кугель // -М., Машиностроение, 1982, - 181 с.
3. Куликов М. И. Основы теории поворота гусеничных машин: Учеб. пособие / М. И. Куликов. А. Ф. Фрейндлинг// – Петрозаводск: Изд-во Петрозаводского гос. ун-та, 1989. – 88 с.
4. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / Г.А. Хайліс, А.Ю. Горбовий, З.О. Гошко та ін.// – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛДТУ, 1998. -268 с.
5. Протокол испытаний № 07-40-2006 (4200042). Стенд ИУ-91 для

- испытаний высевающих аппаратов сеялок точного высева/Кубанский государственная зональная машиностроительная станция.–Кубань,2006.–6 с.
6. Радионов А.В. Определение ширины технологического коридора глубины колеи для лесных машин. / А.В. Радионов, Г.А. Давидков.// Электронный журнал «Исследовано в России» 2004, с. 237-251.
 7. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов автомоб. спец. вузов / Г. А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1981. –271с.
 8. Сравнительные испытания воздействия машин на лесной участок (колеобразование) / В. С. Сюнев. Г. А. Давыдков. С. А. Кильпелайнен та ін.// Теоретические и экспериментальные исследования машин и механизмов лесного комплекса: Межвуз. сб. научн. трудов. – СПб.: СПбЛТА, 2000. – С. 139 – 144.
 9. Сюнев В. С. Воздействие машин на лесные почвы / В. С. Сюнев. Г. А. Давыдков // Тр. Лесоинженерного факультета ПетрГУ. – Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 2001. – вып. 3. – С. 88 – 91.
 15. J.S.Rathore, H.J.Mauritsch. Rock Mechanics as a Guide for Efficient Utilization of Natural Resources, /J.S.Rathore, H.J.Mauritsch// Khair,1989 Balkema, Rotterdam.
 10. Цыпук А. М. Моделирование процессов работы лесокультурных агрегатов на нераскорчеванных вырубках. / А.М. Цыпук. // Учеб. пособие. – Петрозаводск: Изд-во Петрозаводского гос. ун-та, 1997. – 44 с.
 11. Цыпук А. М. Повышение эффективности лесовосстановительных работ ресурсосберегающей технологией: Автореф. дис. д-ра техн. наук / А. М. Цыпук.// Петрозав. гос. ун-т. – Петрозаводск, 1996. – 32 с.
 12. Чвартацький І.І. Стенди для дослідження характеристик висівних апаратів / І.І. Чвартацький, П.М. Гнатько, Р.І. Чвартацький // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського національно технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка. – 2008 Т. 1, № 75. – С. 188-193.
 13. Чистов М. П. Математическое описание качения деформируемого колеса по деформируемому грунту / М. П. Чистов // Изв. вузов. – М.: Машиностроение, 1986. – № 4. – С. 12 – 38.
 14. Jansson K.-J., Johansson J. Soil changes after traffic with a tracked and a wheeled forest machine: a case study on a slim loam in Sweden./ Jansson K.-J., Johansson J. // Forestry. – 1998. – № 1. – P. 57 – 66.

Аннотация

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ И ПОСЕВНЫХ МАШИН

Карташов С.Г., Дядя В.М., Дудка В.С.

В работе приведен пример расчета геометрических параметров стенда для испытаний рабочих органов почвообрабатывающих и посевных машин

Abstract

GEOMETRICAL DESIGN OF A TEST BENCH FOR WORKING PARTS OF TILLAGE AND SEEDING MACHINES

S. Kartashov, V. Dyadya, V. Dudka

The article deals with the example of the design of geometrical parameters of the test bench for tillage and seeding machinery working parts.

УДК 621.87

ДО ПИТАННЯ ОДНОЗЕРНОВОГО ВИСІВУ НАСІННЯ

Гевко Б.М., д.т.н., Лотоцький Р.І., к.т.н.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Павельчук Ю.Ф., інж.

Подільський державний агротехнічний університет

Приведена конструкції апарата для виготовлення стрічок-носіїв для однозернового посіву насіння. Також приведені конструкції сівалки для реалізації посіву насіння з використанням новітньої технології стрічка-носій

Постановка проблеми. В структурі рослинництва України зернові, колоскові й технічні культури займають провідне місце та відіграють основну роль в забезпеченні населення продуктами харчування, а промисловості – сировиною.

Удосконалення існуючих способів сівби та технічних засобів точного висіву дозволить більш як у два рази зменшити норму висіву, а за рахунок створення оптимальних умов для проростання насіння й розвитку рослин – підвищити врожайність зернових культур на 10-15%.

У зв'язку з цим, дослідження спрямоване на розробку технологічного процесу та обґрунтування параметрів апаратів точного висіву насіння (АТВН) сільськогосподарських культур на основі ресурсозберігаючих технологій, є актуальним і має важливе народногосподарське значення.

Результати досліджень. Конструктивно-технологічний аналіз АТВН зернових сільськогосподарських культур показав, що на теперішній час ще не створено високопродуктивні та надійні апарати. З урахуванням потреб було розроблено ряд винаходів, які значно покращать продуктивність та якість посіву сільськогосподарських культур.

Найперспективнішим і базовим для подальшого процесу використання сівби сільськогосподарських культур з зернинами є апарат для виготовлення насінєвих стрічок, який зображено на рис. 1.

Апарат виконано у вигляді рами 1, на якій змонтовані всі вузли. З лівої сторони рами виконано ліву вертикальну стійку 2, а з правого кінця – праву

вертикальну стійку 3. З низу лівої вертикальної стійки 2 на кронштейні 4 встановлена гофрована бухта 5 на осі 6 з можливістю кругового повертання. На правій вертикальній стійці 3 зверху встановлена на осі 7 гладка стрічка 8 з можливістю кругового повертання. Між лівою 2 і правою 5 вертикальними стійками встановлено стрічковий конвеєр 9. У гофрованій стрічці 5, відстань між сусідніми виїмками 10 гофра 11 є рівною відстань між зернинами при їх висіві у ґрунт. При її розмотуванні гофрована стрічка 5 є у взаємодії з лівим кінцем стрічкового конвеєра 9. Під бухтою гладкої стрічки 8 на кронштейні 12 встановлено формувальний зубчастий інструмент 13, в якому зуби виконані рівномірно по колу, а відстань між зубами 14 дорівнює відстані між сусідніми насінинами 15 розміщеними на нижній гофрованій стрічці. Зверху лівого кінця стрічкового конвеєра 9 жорстко на кронштейні 16 встановлено одно зерновий висівний апарат 17 з насіннеукладчиком 18 насінин 15 гофровану нижню стрічку 10. З лівого кінця рами 1 встановлено привід 19, за допомогою якого здійснюється привід всіх механізмів відомим способом. Намотування насінєвих стрічок з насінням здійснюється в бухту 20 на вісь 21, яка встановлена на підставках 22. Керування апаратом здійснюється з пульта керування 23.

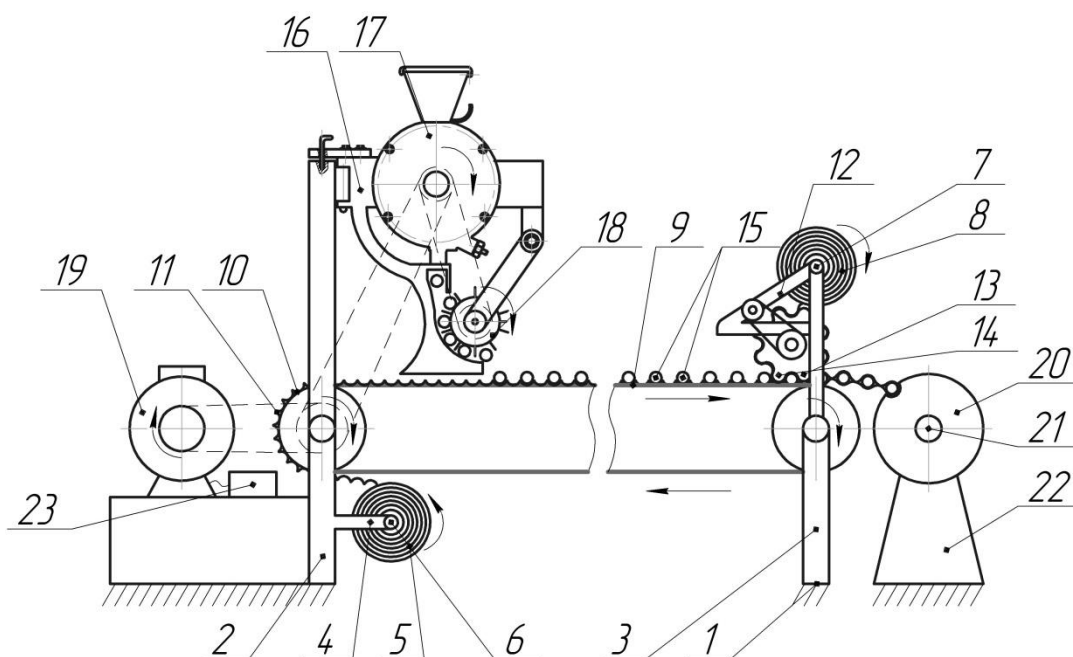


Рис. 1 – Апарат для виготовлення насінєвих стрічок

Крім цього гофрована 5 і гладка 8 стрічки є попередньо просочені у розчині 3 відповідними добривами і висушені.

Робота апарату здійснюється наступним чином. Гофрована висушена стрічка 5 розмотується і за допомогою скочу її кінець кріпиться до стрічки стрічкового конвеєра 9. Здійснюється відладка апарата, після якої встановлюють апарат на стенд і здійснюється процес склеювання насінєвих стрічок з насінням. Стрічковий конвеєр 9 подає гофровану стрічку 5 під висівний апарат 17, який за допомогою насіннеукладчика 18 складає насінини 15 у виїмки 10 гофра. При подальшому переміщенні з бухти подається гладка

стрічка 8, за допомогою формувального інструмента 13 і зубів 14 здійснюється склеювання гофрованої сторони з зернинами 15 з верхньою гладкою стрічкою 8, які покриті відповідною склеюванню речовиною відомим способом. Після чого насінєва стрічка намотується на вісь 21 в бухту 20 на підставці 22.

Також було розроблено апарат для висіву стрічкового насіння в ґрунт, який зображено на рис. 2.

Сівалка для висіву насіння з використанням стрічки – носія виконана у вигляді рами 1, яка встановлена на опорні колеса 2 і за допомогою навіски 3 з'єднана з трактором або з іншою тягою. За переднім опорним колесом 2 на стійці 4 жорстко встановлено сошник клиновидної форми 5 з можливістю регулювання його положення по висоті відомим способом. За переднім опорним колесом 2 над сошником 5 жорстко встановлено ящик 6 з відкритим дном для встановлення, наприклад, 4..6 насінєвих бухт 7 з насінинами на опорній осі 8, яка двома опорними кінцями 9 є у взаємодії з відкритими опорними шийками 10 з можливістю обертового і осьового переміщень. Ящик 6 закритий кришкою 11 і встановлений на шарніри з можливістю відкривання.

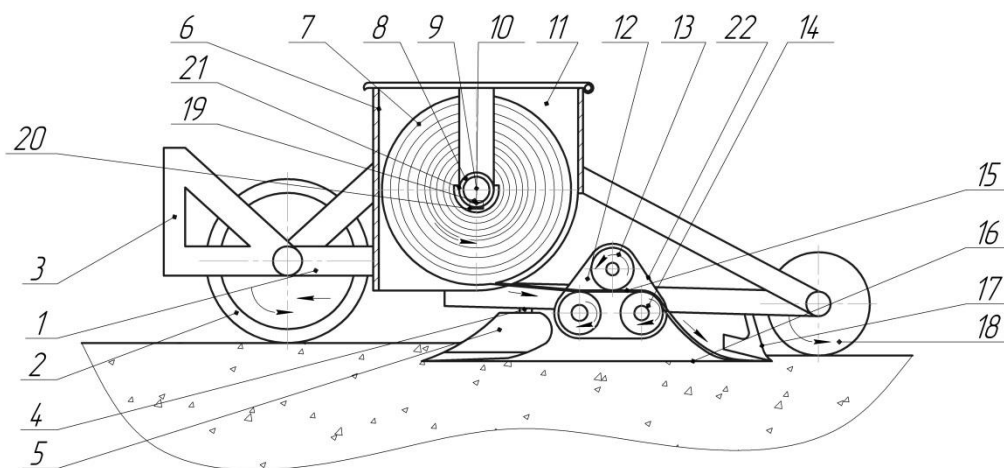


Рис. 2 – Сівалка для висіву насіння з використанням стрічки – носія

У простір під ящиком 6 і за сошником 5 встановлено подаючий механізм 12 у вигляді трох барабанів 13, які розміщені у вигляді трикутника – два барабани 14 встановлено знизу горизонтально, а третій зверху над нижніми, з можливістю кругового провертання. Барабани є у взаємодії із стрічкою – носієм, а за подаючим механізмом на рівні бороздни 16 встановлені загортачі 17 насінин ґрунтом і прикочувальні котки 18. Опорний вал 8 стрічки носія 7 виконано з осьовим пазом 19, який є у взаємодії з шпонкою 20 роз'ємних втулок 21, на які встановлені насінєві бухти 7 з можливістю їх кругового провертання і осьового переміщення за допомогою шпонок 21 у відповідні рядки бороздни 16, після закінчення висівання насіння з окремих бухти 7 в борозну. Привід механізму подач може бути від трактора або від опорного колеса 2 відомим способом пасом 22.

Робота сівалки для висіву насіння з використанням стрічки носія насіння здійснюється наступним чином. Бухти 7 у кількості 4..6 штук встановлюють на опорний вал 8 і встановлюють у ящик на опорні шийки 10 ящика 6 при

відкритій кришці 11. При цьому кінець стрічки носія 15 вкладають у борозну 16 пригортають землю, встановивши її спочатку між барабанами 14. Включають трактор і здійснюють осьове переміщення – стрічка – носій зернин вкладається в борозну і загортачі 17 її загортають, а також їх ущільнюють прикочувальними котками.

До переваг сівалки відноситься зменшення енерговитрат посіву і відпрацьована технологічність конструкції.

Висновок

Розроблено апарат для виготовлення стрічок – носіїв насіння і сівалка для їх висіву в фермерських і тепличних господарствах.

Список використаних джерел

1. Басин В.С. Машины для точного посева промышленных культур конструкция и расчет / В.С. Басин., Л.В. Погорелый.- К: Техника, 1987.- 157 с.
2. Бойко А.І. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин / Бойко А.І., Свірень М.О., Шмант С.У., Нажнов М.М., - К.: Техніка, 2003.- 204 с.
3. Ломакин, С.Г. Тенденции развития конструкций посевных машин в СССР и за рубежом. / С.Г. Ломакин, Е.Л. Ревякин. // Обзорная информация ЦНИИТЭИ. -М.: Сельхозтехника, 1975. 91 с.

Аннотация

К ВОПРОСУ ОДНО ЗЕРНОВОГО ВЫСЕВА СЕМЯ

Гевко Б.М., Лотоцький Р.И., Павельчук Ю.Ф.

Приведенная конструкция аппарата для изготовления лент-носителей для однозернового посева семян. Также приведены конструкции сеялки для реализации посева семян с использованием новейшей технологии лента-носитель

Abstract

THE QUESTION ONE GRAIN SEED

B. Gevko, R. Lototsky, U. Pavelchuk

Present construction machine for making films, media odnozernovoho seeding. Also, given the design of drills for sowing seeds using the latest technology tape carrier

ОДНОЗЕРНОВИЙ ВИСІВНИЙ АПАРАТ

Лотоцький Р.І.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Приведена конструкція апарату для однозернового посіву насіння і стенд для зняття відповідних характеристик. Виведені аналітичні залежності для виведення кінематичних і силових залежностей.

Постановка проблеми. В структурі рослинництва України зернові, колоскові й технічні культури займають провідне місце та відіграють основну роль в забезпеченні населення продуктами харчування, а промисловості - сировиною.

Удосконалення існуючих способів сівби та технічних засобів точного висіву дозволить більш як у два рази зменшити норму висіву, а за рахунок створення оптимальних умов для проростання насіння й розвитку рослин - підвищити врожайність зернових культур на 10-15%.

У зв'язку з цим, дослідження спрямоване на розробку технологічного процесу та обґрунтування параметрів стрічкового висіву насіння (АСВН) сільськогосподарських культур на основі ресурсозберігаючих технологій, є актуальним і має важливе народногосподарське значення.

Результати досліджень. Нами розроблена прогресивна конструкція апарату однозернового висіву, яка представлена на рис. 1.

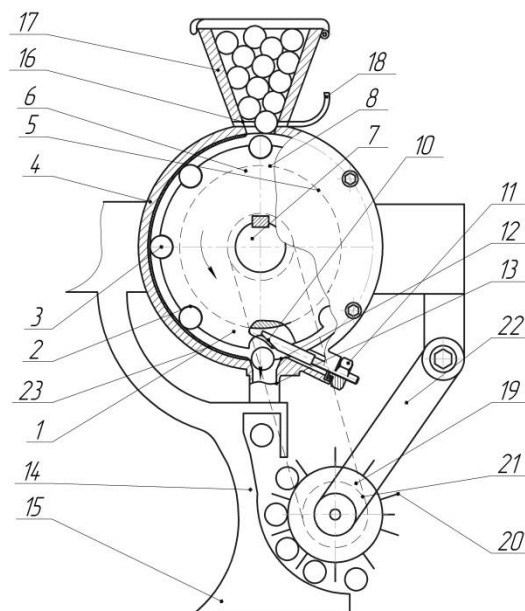


Рис. 1 – Однозерновий висівний апарат з клином

Виконано у вигляді вертикального комірчастого диска 1, в якому рівномірно по зовнішньому діаметру виконані комірочки 2, форма і розміри яких відповідають зовнішнім параметрам зернин 3, які в них розміщені, що

висівають. Вертикальний комірчастий диск встановлено у внутрішній циліндричний отвір закритого корпусу 4 з можливістю кругового відносного повертання. Зазор між зовнішнім діаметром вертикального комірчастого диска 1 і внутрішнім діаметром отвора кожуха 4 є меншим габаритних параметрів зернин 3, які розміщені у них. Вертикальний комірчастий диск 1 в корпусі закритий кришкою 5.

Вертикальний комірчастий диск виконано у вигляді основи 6, яка жорстко встановлена на приводному валу 7, який встановлено на підшипниках в кожусі 4 (на кресленні не показано). На зовнішній діаметр основи жорстко, відомим способом, закріплено змінне зовнішнє циліндричне кільце 8 з комірками 2. В разі потреби зміни висівного матеріалу зовнішнє кільце з комірками міняють на інше, в якому розміри комірок відповідають розмірам висівних зернин. По середині зовнішньої циліндричної частини змінного циліндричного кільця в радіальному напрямку виконано кільцеву канавку 9 глибиною рівною або більшою максимального розміру зернини 3, яка є у взаємодії з виштовхувальною поверхнею клина 10 з можливістю відносного переміщення. Клин жорстко закріплено в закритому кожусі 4 відомим способом і гострим кінцем встановлено під кутом в сторону напрямку руху вертикального комірчастого диска 1 з можливістю регулювання його положення пробкою 11.

Крім цього кожух 4 жорстко закритий кришкою і жорстко закріплений до рами сівалки (на кресленні не показано).

В нижній частині по центру вертикального комірчастого диска 1 в кожусі 4 виконано патрубок 12 з наскрізним отвором 13, який є більший максимальних розмірів зерен. По зовнішньому діаметрі знизу патрубок 12 є у жорсткій взаємодії з насіннепроводом 14. Знизу жорстко закріплена горловина з сошником 15. Зверху по центру вертикального циліндричного кожуха 4 виконано наскрізний отвір 16 для подачі посівного насіння в комірки 2 вертикального комірчастого диска 1 з бункера 17 з шибером 18, які жорстко закріплені до циліндричного корпусу і рами (на кресленні не показано)

Привід вертикального комірчастого диска 1 здійснюється від приводного вала 7 відомим способом. Бункер 17 зверху закритий кришкою з можливістю відкривання за допомогою петель відомої конструкції.

Для точного розміщення зернин 3 у ґрунті використовують диск 19 з еластичними лопатками 20, які розміщені рівномірно по колу. На лопатки попадають насінини, яким надають швидкість рівну швидкості сівалки. Насіння з нульовою горизонтальною швидкістю випадає на дно канавки в ґрунт на відповідну глибину нарізану сошником 15. Диск 19 здійснює рух за допомогою пасової передачі 21. Причому регулюється кріплення 22.

Для захисту зернин від травмування і отримання мікро тріщин у лівій половині внутрішнього циліндра кожуха встановлено войлочне півкільце 23, яке жорстко з ним з'єднано відомим способом. Войлочне півкільце внутрішнім діаметром є у взаємодії з зернинами 3, які переміщуються у зону вивантаження, вони таким чином захищені від пошкодження, особливо в умовах великих динамічних навантажень сівалок під час висіву насіння.

Швидкість виштовхування зернини з висівного апарату знайдено за формулою:

$$V_p = \frac{V_{ог}}{\sin \gamma}, \quad (1)$$

Продуктивність висівного апарата точного висіву визначено за залежністю:

$$N = mn_g, \quad (2)$$

Для настройки і перевірки однозернового апарату було спроектовано стенд для дослідження висівних апаратів, який зображено на рис. 2.

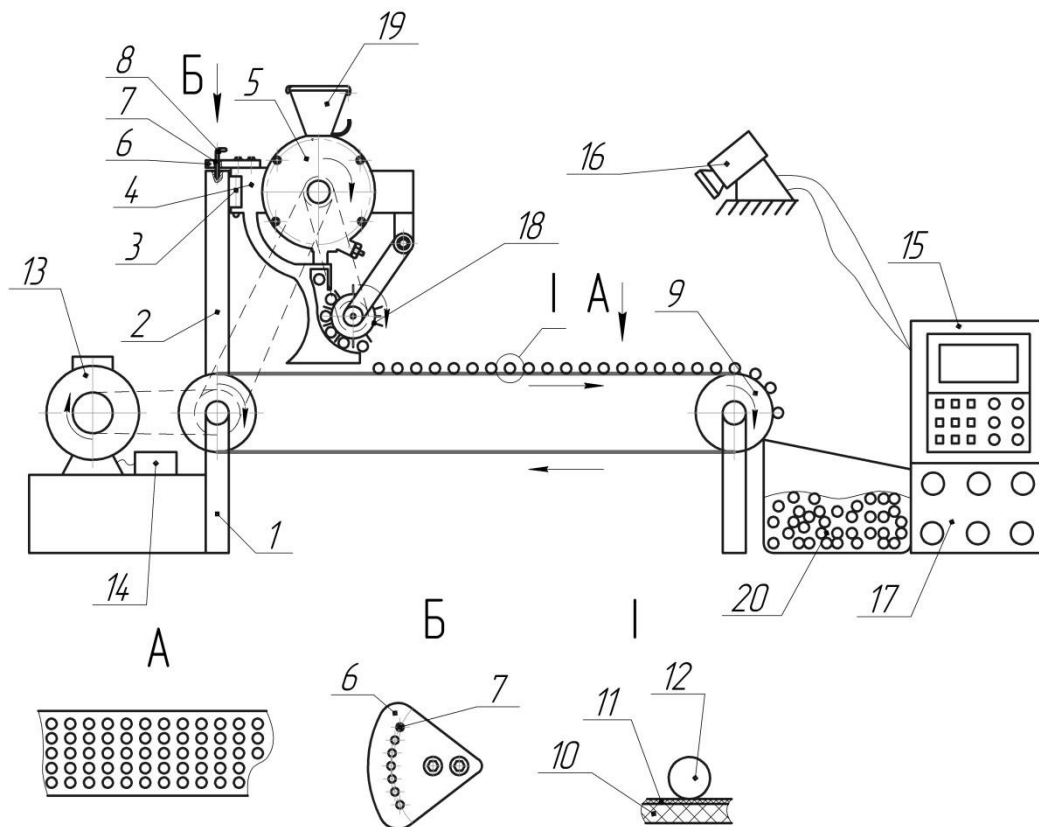


Рис. 2 – Стенд для дослідження висівних апаратів

Стенд для дослідження висівних апаратів сівалок виконано у вигляді рами 1 до якої жорстко закріплено вертикальна стійка 2, а до неї на петлі 3 жорстко закріплено корпус 4 висівного однозернового апарату 5 у вигляді вертикального диска з можливістю півкруглого провертання. В зоні під петлею 3 встановлено півкруглу ділильну пластину 6, з отворами 7, наприклад 5...12, які розміщені рівномірно по колу. Ці отвори є у періодичній взаємодії з конічним кінцем рукоятки 8, яка вертикально встановлена у верхній частині корпусу 4 і підтиснута пружиною вертикально вниз (відомої конструкції).

В низу під висівним апаратом 5 встановлено лівий кінець стрічкового конвеєра 9, рухома стрічка 10 якого покрита липкою стрічкою 11 до якої жорстко кріпляться зернини 12, які видає однозерновий висівний апарат 5.

Липка стрічка 11 жорстко закріплена до рухомої стрічки 10 скотчем

відомим способом (на кресленні не показано). Привід стрічкового конвеєра здійснюється від електродвигуна змінного струму 13 через перетворювач частоти 14, які системою каналів з'єднані з комп'ютером 15. До останнього також під'єднана швидкісна кінокамера 16, яка фіксує дані про роботу висівного апарату. На рамі 1 жорстко закріплена панель з пультом керування 17, який керує роботою стенда з пристроєм керування швидкості обертання стрічкового конвеєра і висівного апарату.

Крім цього стенд оснащений пластмасовою крильчаткою 18 в якій рівномірно по колу розміщені лопатки, які забезпечують рівномірне розподілення зерен 12 на липку стрічку 11. Привід крильчатки індивідуальний (на кресленні не показано) і керування ним здійснюється з пульта керування 17.

Робота стенда здійснюється наступним чином. Насіння 12 засипають в бункер 19. Після повної підготовки стенда до роботи з пульта керування 17 включають спочатку стрічковий конвеєр, кінокамеру 16 з комп'ютером 15, після чого висівний апарат. Після висіву, насіння 12 попадають на рухому стрічку 10 з липкою стрічкою 11, яка фіксує їхнє положення, а за допомогою кінокамери і комп'ютера отримують всю необхідну інформацію про роботу висівного апарату. Збір насіння з стрічкового конвеєра 9 здійснюється в ємкість 20. Для підвищення продуктивності роботи стенда рукоятку 8 піднімають вгору і висівний апарат послідовно можна переставляти в 5...12 положень згідно конусних отворів 7, що забезпечує використання всієї ширини липкої стрічки і відповідно підвищення продуктивності праці і розширює технологічні можливості стенда.

До переваг стенда відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці дослідних операцій.

Список використаних джерел

1. Басин В.С. Машины для точного посева промышленных культур конструкция и расчет [Текст] / В.С. Басин., Л.В. Погорельый.- К: Техника, 1987.-157 с.
2. Бойко А.І. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин/ Бойко А.І., Свірень М.О., Шмант С.У., Нажнов М.М., - К.: Техніка, 2003.-204 с.
3. Гевко Б.М. Математична модель руху зерна по рухомим поверхням висівних апаратів // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету.-2012.- № 11- Є.113-118.

Аннотация

ОДНОЗЕРНОВОЙ ВЫСЕВАЮЩИЙ АППАРАТ

Лотоцький Р.И.

Приведенная конструкция аппарата для однозернового посева семян и стенд для снятия соответствующих характеристик. Выведены аналитические зависимости для вывода кинематических и силовых зависимостей.

Abstract

ONE GRAIN PLANTING UNIT

R. Lototsky

The construction unit for single grain seed and stand to remove relevant characteristics. We derive analytic expressions for output kinematic and power relationships

УДК 531.3

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ МАТЕРІАЛЬНОЇ ЧАСТИНКИ ПО ВНУТРІШНІЙ ПОВЕРХНІ ВЕРТИКАЛЬНОГО ЦИЛІНДРА, ЯКИЙ ЗДІЙСНЮЄ ОБЕРТАЛЬНИЙ І ПОСТУПАЛЬНИЙ РУХИ

Пилипака С.Ф., д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Клендій М.Б., к.т.н.

Бережанський агротехнічний інститут НУБіП України

Складено диференціальні рівняння руху матеріальної частинки по внутрішній поверхні вертикального циліндра, який обертається навколо своєї осі. В свою чергу всі точки осі циліндра здійснюють поступальний коливальний рух, описуючи горизонтальні кола. Рівняння розв'язані чисельними методами. Знайдено відносні швидкості та траєкторії частинок

Постановка проблеми. Найбільш дослідженим є рух частинок по горизонтальній площині, яка здійснює коливальний прямолінійний або коловий рух. Цікавим з теоретичної точки зору і можливості практичного застосування є дослідження руху частинок при їх попаданні в циліндричні отвори такої площини з подовженою вниз бічною поверхнею. При додатковому обертанні циліндра навколо своєї вертикальної осі з різними за величиною і напрямом кутовими швидкостями рух частинки, очевидно, буде ускладнюватися.

Аналіз останніх досліджень. Рух матеріальної частинки по площині, яка здійснює прямолінійний коливальний рух, ґрунтовно розглянув акад. П.М. Василенко у своїй монографії [1]. При цьому розглянуто як горизонтальну площину, так і похилу із горизонтальними коливаннями, поперечними коливаннями і коливаннями в напрямі нахилу площини. Акад. П.М. Заїка розглянув рух сферичної частинки по горизонтальній площині, яка здійснює поступальні коливання по колу [2]. Взагалі задача руху матеріальної частинки по площині, яка здійснює коловий коливальний рух, вперше була розв'язана М.Є. Жуковським в геометричній інтерпретації [3], аналітично вивчена Цзя-Шу-Хуаєм, узагальнена і поширена на випадки еліптичних коливань І.І. Блехманом [4]. Дослідження руху матеріальної частинки по внутрішній

поверхні вертикального циліндра, який здійснює планетарний рух, розглянуто в праці [2] при розгляді приводу циліндричних решет для сортування насіння сільськогосподарських культур, а також в [5].

Мета досліджень. Дослідити закономірності руху матеріальних частинок по внутрішній поверхні вертикального циліндра, який здійснює обертальний рух навколо своєї осі, а точки самої осі в поступальному русі описують горизонтальні кола.

Результати досліджень. При криволінійному поступальному русі площини всяка пряма, проведена в площині, залишається весь час паралельною своєму початковому положенню. Кожна точка описує однакою криволінійну траєкторію (наприклад, коло при коловому русі) і в кожен момент часу має однакові швидкості і прискорення. Якщо матеріальна частинка попадає на таку площину, то за певних умов вона буде ковзати по ній, тобто перебувати у складному русі. Абсолютна траєкторія частинки запишеться сумою відповідних складових у переносному і відносному рухах:

$$x = x_n + x_ε; \quad y = y_n + y_ε, \quad (1)$$

де: $x_n = x_n(t); y_n = y_n(t)$ – траєкторія переносного руху у функції часу;
 $x_ε = x_ε(t); y_ε = y_ε(t)$ – траєкторія відносного руху у функції часу.

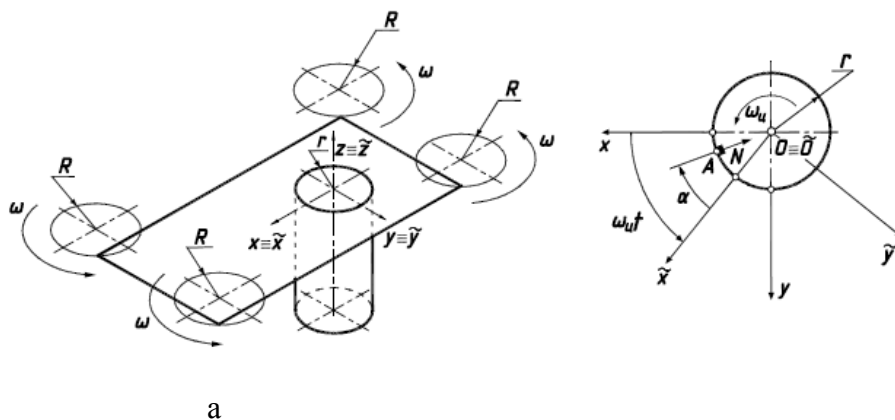


Рис. 1 – До розгляду руху частинки по внутрішній поверхні циліндра, що здійснює поступальні коливання і обертається навколо власної осі: а) схема коливань горизонтальної площини із жорстко прикріпленим до неї вертикальним циліндром; б) положення частинки на поверхні циліндра у випадку додаткового його обертання навколо власної осі (вигляд зверху)

Нехай горизонтальна площина здійснює коливальний поступальний рух так, що кожна її точка описує коло радіуса R . Частинка, рухаючись по площині, може попасти на внутрішню поверхню вертикального циліндра, жорстко прикріпленого до площини (рис.1, а). Очевидно, що вона буде рухатися по внутрішній поверхні циліндра, отже до рівнянь (1) добавиться вертикальна складова $z = z_ε(t)$. Закріпимо жорстко на площині декартову систему координат $Oxyz$, а на циліндрі – систему $Ox_εy_εz_ε$ (на рис. 1,а вони збігаються). Переносний рух площини опишеться параметричними рівняннями:

$$x_n = R \cos \omega t; \quad y_n = R \sin \omega t, \quad (2)$$

де ω – кутова швидкість обертання кожної точки площини і циліндра по колу радіуса R .

Припустимо, що частинка буде рухатися по внутрішній поверхні циліндра так, що ковзатиме по циліндру в протилежну до кутової швидкості ω сторону. Її траєкторія у системі координат $Oxyz$ запишеться:

$$\begin{aligned}\tilde{x} &= r \cos(-\alpha) = r \cos \alpha; \\ \tilde{y} &= r \sin(-\alpha) = -r \sin \alpha; \\ \tilde{z} &= u,\end{aligned}\tag{3}$$

де: r – радіус циліндра;
 $\alpha = \alpha(t)$ – закономірність повороту частинки при ковзанні її по внутрішній поверхні циліндра – невідома функція часу;
 $u = u(t)$ – закономірність ковзання частинки по внутрішній поверхні циліндра у вертикальному напрямі – теж невідома функція часу.

Ускладнимо рух площини із циліндром. Вважатимемо, що циліндр ще додатково обертається навколо осі Oz із кутовою швидкістю ω_y . Тоді за певний час t циліндр разом із своєю системою $Oxyz$ повернеться на кут $\omega_y t$ по відношенню до нерухомої системи $Oxyz$. Частинка, ковзаючи в протилежну сторону на кут α , буде знаходитися в точці A (рис.1,б). Рухома система по відношенню до нерухомої буде повернута на кут $\omega_y t$, а точка A – на кут $\omega_y t - \alpha$. Отже положення точки в проєкціях на нерухому систему координат запишеться:

$$\begin{aligned}x_g &= r \cos(\omega_y t - \alpha); \\ y_g &= r \sin(\omega_y t - \alpha); \\ z_g &= u.\end{aligned}\tag{4}$$

Абсолютна траєкторія буде сумою переносного (2) і відносного (4) рухів:

$$\begin{aligned}x &= R \cos \omega t + r \cos(\omega_y t - \alpha); \\ y &= R \sin \omega t + r \sin(\omega_y t - \alpha); \\ z &= u.\end{aligned}\tag{5}$$

При $\omega_y = 0$ будемо мати частковий випадок, коли циліндр жорстко прикріплений до площини.

Після диференціювання рівнянь (5) по часу t знайдемо проєкції абсолютної швидкості частинки на нерухому систему координат $Oxyz$:

$$\begin{aligned}x' &= -R\omega \sin \omega t - r(\omega_y - \alpha') \sin(\omega_y t - \alpha); \\ y' &= R\omega \cos \omega t + r(\omega_y - \alpha') \cos(\omega_y t - \alpha); \\ z' &= u'.\end{aligned}\tag{6}$$

Диференціювання виразів (6) дасть проекції абсолютного прискорення:

$$\begin{aligned}x'' &= -R\omega^2 \cos \omega t - r(\omega_y - \alpha')^2 \cos(\omega_y t - \alpha) + r\alpha'' \sin(\omega_y t - \alpha); \\y'' &= -R\omega^2 \sin \omega t - r(\omega_y - \alpha')^2 \sin(\omega_y t - \alpha) - r\alpha'' \cos(\omega_y t - \alpha); \\z'' &= u''.\end{aligned}\quad (7)$$

Складемо рівняння руху у вигляді $m\bar{w} = \bar{F}$, де m – маса частинки, \bar{w} – вектор абсолютного прискорення, \bar{F} – результуючий вектор прикладених до частинки сил. Такими силами є сила ваги mg ($g=9,81 \text{ м/с}^2$), реакція N поверхні циліндра та сила тертя fN при ковзанні частинки по циліндру (f – коефіцієнт тертя). Всі сили потрібно спроекціювати на осі нерухомої системи координат.

Сила тяжіння спрямована вниз, отже її проекції запишуться:

$$\{0; \quad 0; \quad -mg\}.\quad (8)$$

Реакція циліндра N перпендикулярна до його поверхні (рис. 1,б) і має проекції:

$$\{-N \cos(\omega_y t - \alpha); \quad -N \sin(\omega_y t - \alpha); \quad 0\}.\quad (9)$$

Оскільки сила тертя спрямована по дотичній до траєкторії відносного руху частинки в протилежну сторону, знайдемо проекції вектора дотичної. Вони визначаються першими похідними рівнянь (3):

$$\begin{aligned}\tilde{x}' &= -r\alpha' \sin \alpha; \\ \tilde{y}' &= -r\alpha' \cos \alpha; \\ \tilde{z}' &= u'.\end{aligned}\quad (10)$$

Геометрична сума складових (10) дасть величину швидкості ковзання частинки по поверхні циліндра у відносному русі:

$$v_6 = \sqrt{\tilde{x}'^2 + \tilde{y}'^2 + \tilde{z}'^2} = \sqrt{r^2 \alpha'^2 + u'^2}.\quad (11)$$

Одиничний вектор дотичної в проекціях на осі рухомої системи $Oxuz$ одержимо діленням проекцій (10) на величину вектора (11):

$$\left\{ \frac{r\alpha' \sin \alpha}{\sqrt{r^2 \alpha'^2 + u'^2}}; \quad -\frac{r\alpha' \cos \alpha}{\sqrt{r^2 \alpha'^2 + u'^2}}; \quad \frac{u'}{\sqrt{r^2 \alpha'^2 + u'^2}} \right\}.\quad (12)$$

Спроекціюємо вектор (12) на осі нерухомої системи координат $Oxuz$, зважаючи на те, що вони повернуті одна відносно другій навколо спільної осі $Oz \equiv Oz$ на кут $\omega_y t$:

$$\left\{ \frac{r\alpha' \sin(\omega_y t - \alpha)}{\sqrt{r^2 \alpha'^2 + u'^2}}; \quad -\frac{r\alpha' \cos(\omega_y t - \alpha)}{\sqrt{r^2 \alpha'^2 + u'^2}}; \quad \frac{u'}{\sqrt{r^2 \alpha'^2 + u'^2}} \right\}.\quad (13)$$

Розпишемо векторне рівняння $m\bar{w} = \bar{F}$ в проекціях на осі нерухомої системи координат, взявши до уваги, що сила тертя fN спрямована вздовж одиничного вектора (13) в протилежну до нього сторону:

$$\begin{aligned} mx'' &= -N \cos(\omega_y t - \alpha) - fN \frac{r\alpha'}{\sqrt{r^2\alpha'^2 + u'^2}} \sin(\omega_y t - \alpha); \\ my'' &= -N \sin(\omega_y t - \alpha) + fN \frac{r\alpha'}{\sqrt{r^2\alpha'^2 + u'^2}} \cos(\omega_y t - \alpha); \\ mz'' &= -mg - fN \frac{u'}{\sqrt{r^2\alpha'^2 + u'^2}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Підставимо в рівняння (14) другі похідні (проекції абсолютного прискорення) із (7). До отриманої системи із трьох рівнянь входить три невідомі функції: $N=N(t)$, $\alpha=\alpha(t)$ і $u=u(t)$. Із перших двох рівнянь (14) знайдемо вирази для $N=N(\alpha',t)$ і $\alpha''=\alpha''(\alpha',t)$, розв'язавши їх як систему відносно вказаних функцій. Вираз для сили тиску має вигляд:

$$N = m \left[r(\omega_y - \alpha')^2 + R\omega^2 \cos(\omega_y t - \omega t - \alpha) \right]. \quad (15)$$

Вираз $\alpha''=\alpha''(\alpha',t)$ описується залежністю:

$$\begin{aligned} \alpha'' &= \frac{R}{r} \omega^2 \sin(\omega_y t - \omega t - \alpha) - \\ &- \frac{f\alpha'}{\sqrt{r^2\alpha'^2 + u'^2}} \left[R\omega^2 \cos(\omega_y t - \omega t - \alpha) + r(\omega_y - \alpha')^2 \right]. \end{aligned} \quad (16)$$

Після підстановки (15) і $z''=u''$ згідно (7) в останнє рівняння системи (14) одержимо диференціальне рівняння для знаходження залежності $u=u(t)$:

$$u'' = -g - \frac{fu'}{\sqrt{r^2\alpha'^2 + u'^2}} \left[R\omega^2 \cos(\omega_y t - \omega t - \alpha) + r(\omega_y - \alpha')^2 \right]. \quad (17)$$

Залежності (16) і (17) утворюють систему диференціальних рівнянь, які описують рух частинки по внутрішній поверхні вертикального циліндра, який обертається навколо власної осі і додатково здійснює поступальний коливальний рух по колу в горизонтальній площині. Для її розв'язання було застосовано чисельні методи інтегрування в з допомогою пакета *Simulink* системи *MatLab*.

Якщо циліндр не обертається навколо власної осі (тобто $\omega_y=0$), то після стабілізації руху відносна швидкість частинки прямує до сталої величини, а траєкторією є гвинтова лінія на внутрішній поверхні циліндра, яка перетворюється у пряму на його розгортці. На рис.2 побудовані траєкторії руху частинки на розгортці циліндра для різних кутових швидкостей ω протягом 2 секунд і рівних радіусах $R=r=0,1$ м.

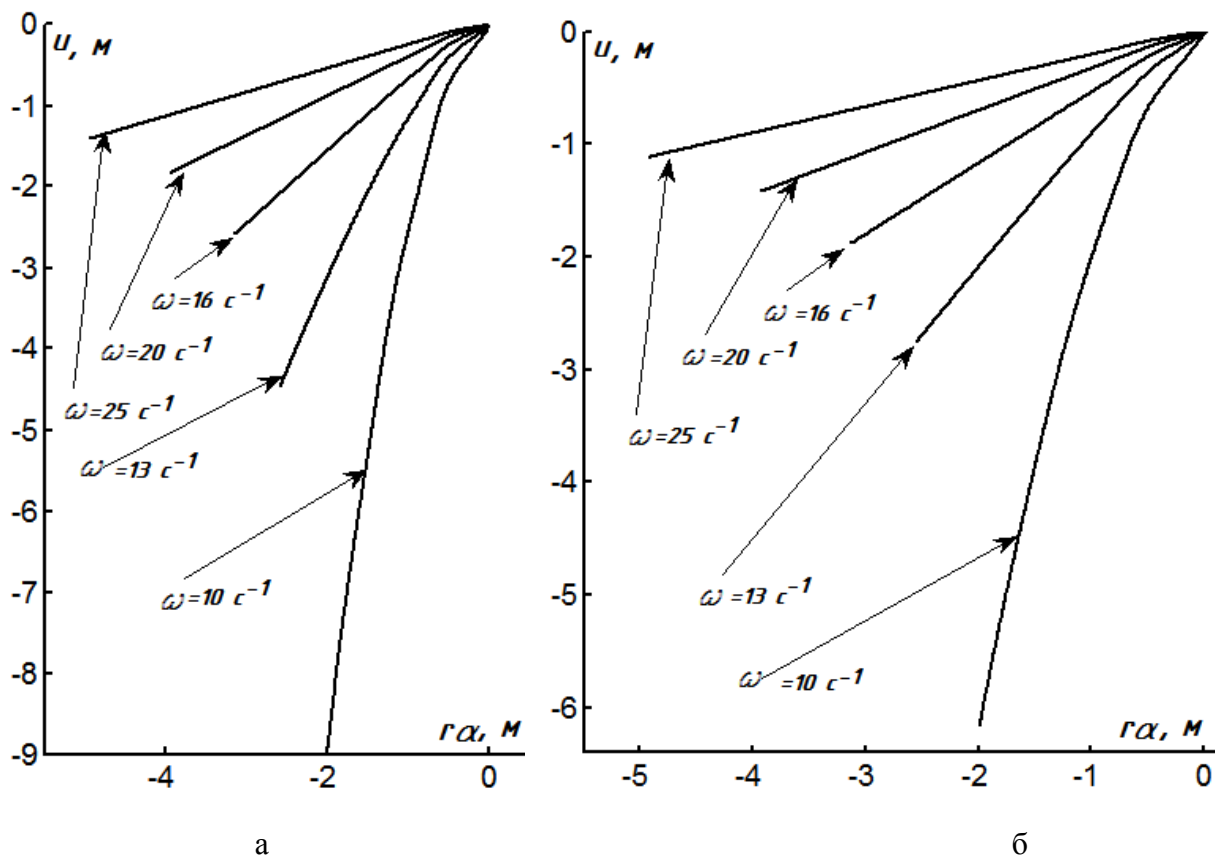


Рис. 2 – Траєкторії відносного руху на розгортці циліндра при його коливальному русі по колах із різними кутовими швидкостями ω : а) $f=0,3$; б) $f=0,4$.

Якщо надати циліндру обертального руху навколо власної осі, то характер руху частинки зміниться. Відносна швидкість ковзання набуде періодичного характеру із зростанням і зменшенням аж до „залипання”. Відповідно зміниться і траєкторія руху, причому ці особливості проявляються в більшій мірі, коли кутова швидкість коливального руху площини за напрямом протилежна кутовій швидкості обертання циліндра. На рис. 3 показані траєкторії відносного руху частинки по внутрішній поверхні циліндра при протилежних напрямках кутових швидкостей $\omega_{ц}$ і ω та різних їх співвідношеннях.

Як видно із рис. 3,а, збільшення кутової швидкості обертання циліндра навколо власної осі суттєво впливає на форму траєкторії ковзання. Такий же результат отримано в праці [5], хоча там абсолютний рух точки циліндра розглядається, як сума двох обертальних, а у нашому випадку – як сума поступального і обертального рухів. Проте можна показати, що при певних вихідних умовах абсолютний рух точки циліндра в обох випадках буде однаковим.

Для нашої моделі (рис. 1) всі точки площини описують коло радіуса R , отже і точка осі обертання циліндра теж рухатиметься по колу, тобто вісь циліндра обертатиметься навколо певної вертикальної осі із кутовою швидкістю ω на відстані R від неї. Для того, щоб вона була на максимальній відстані $R+r$ від осі обертання, необхідно надати циліндру обертального руху

навколо своєї осі із такою ж самою кутовою швидкістю однакового напрямку, тобто $\omega_u = \omega$. Це відповідатиме планетарному руху циліндра, розглянутому в [5] при відсутності його обертання навколо власної осі. При таких вихідних умовах абсолютний рух точки циліндра в обох випадках буде однаковим. Якщо ми при планетарному русі циліндра дамо йому ще і кутову швидкість обертання ω_r (згідно прийнятому позначенню в [5]), то для того, щоб абсолютний рух точки циліндра нашої моделі був таким же, його кутову швидкість потрібно збільшити на цю ж величину, тобто $\omega_u = \omega + \omega_r$, де ω – кутова швидкість обертання осі циліндра навколо вертикальної осі для обох моделей. При такому переході з'явиться можливість порівнювати отримані результати, адже підходи для розв'язання цієї задачі застосовані різні.

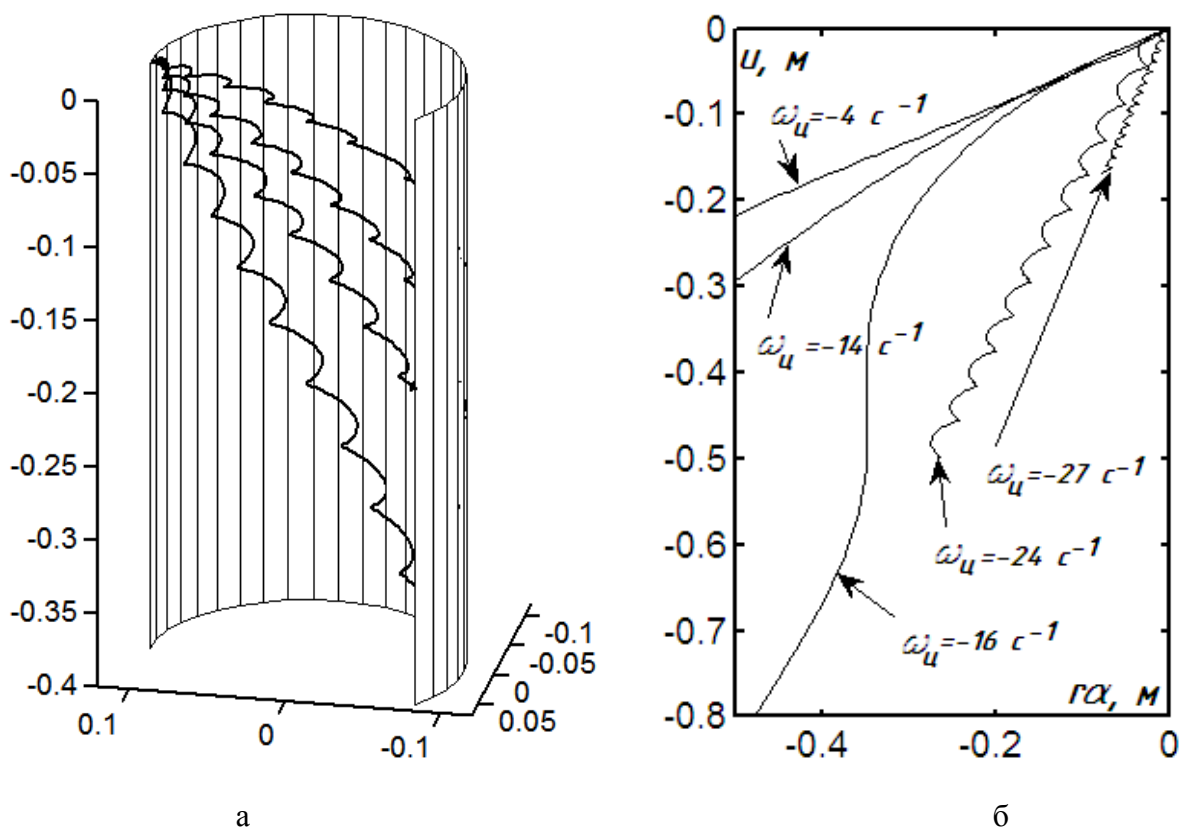


Рис. 3 – Траєкторії відносного руху частинки по внутрішній поверхні циліндра при $f=0,3$ $R=r=0,1$ м і різних напрямках кутових швидкостей ω і ω_u : а) співвідношення ω_u до ω становить $-1,5$. Нижня траєкторія побудована при $\omega_u = -24$ рад/с і $\omega = 16$ рад/с; б) трансформація траєкторій на розгортці циліндра по мірі зростання співвідношення ω_u до ω .

В [5] показано, що для певних вихідних умов після стабілізації руху можна знайти аналітичний розв'язок системи диференціальних рівнянь із лінійною залежністю кута α і лінійної відстані вздовж вертикальної твірної циліндра u . Це відповідає траєкторії ковзання частинки по гвинтовій лінії на внутрішній поверхні циліндра, тобто прямій на його розгортці.

При лінійній залежності $\alpha = \alpha(t)$ її друга похідна буде дорівнювати нулю. До диференціального рівняння (16) входить синус і косинус однакового кута: $\omega_\delta t - \omega t - \alpha$. Позначимо його через φ і вважатимемо сталим, тому що тільки в

такому випадку ми зможемо перетворити рівняння (16) в тотожність: $0=0$. Отже, запишемо:

$$\varphi = \omega_y t - \omega t - \alpha, \text{ звідки } \alpha = \omega_y t - \omega t - \varphi. \quad (18)$$

Залежність $u=u(t)$ запишемо у вигляді $u=bt$, де b – невідома покищо стала. Диференціюючи залежність (18) і $u=bt$ по параметру t , одержимо:

$$\alpha' = \omega_y - \omega; \quad \alpha'' = 0; \quad u' = b; \quad u'' = 0. \quad (19)$$

Підстановка виразів (19) і кута $\varphi=const$ замість його виразу у (16) і (17) приводить до системи двох рівнянь із двома невідомими сталими φ і b :

$$\begin{aligned} \frac{R}{r} \sin \varphi - \frac{f(\omega_y - \omega)}{\sqrt{r^2(\omega_y - \omega)^2 + b^2}} (R \cos \varphi + r) &= 0; \\ g + \frac{fb\omega^2}{\sqrt{r^2(\omega_y - \omega)^2 + b^2}} (R \cos \varphi + r) &= 0. \end{aligned} \quad (20)$$

Розв'язком системи (20) є наступні вирази:

$$\begin{aligned} \varphi &= \text{Arc cos} \frac{-rf^2\omega^2 + \sqrt{g^2(1+f^2) + \omega^4[R^2 + f^2(R^2 - r^2)]}}{R\omega^2(1+f^2)}; \\ b &= -\frac{gr(\omega_y - \omega)}{\sqrt{f^2\omega^4(r + R \cos \varphi)^2 - g^2}}. \end{aligned} \quad (21)$$

Порівняємо отримані результати із результатами, одержаними в праці [5]. Вихідними даними в праці [5] було взято: $k=2$; $r=0,25$; $f=0,3$; $\omega=6,7$; $\omega_r=2$, що для нашої моделі відповідно буде: $R=0,5$; $r=0,25$; $f=0,3$; $\omega=6,7$; $\omega_y=8,7$. Підстановка цих даних в (21) дає: $\varphi=0,1$; $b=-2,17$. Згідно другого рівняння (18) і другого виразу $u=bt$ отримаємо аналітичний розв'язок системи диференціальних рівнянь (16), (17):

$$\alpha = 2t - 0,1; \quad u = -2,17t. \quad (22)$$

В праці [5] ми маємо інші сталі в залежностях (22), однак вони є функціями не часу t , а довжини дуги s кола радіуса R . Між змінними t і s існує зв'язок через ω і $k=1/R$: $s = \omega t/k = \omega R t$. Наприклад, в праці [5] знайдена залежність $u = -0,648s$. Здійснюємо перехід: $u = -0,648s = -0,648 \cdot \omega R t = -0,648 \cdot 6,7 \cdot 0,5 t = -2,17t$, що повністю збігається із нашим результатом.

За залежностями (22) відносного руху частинки можна визначити її швидкість за формулою (11) із врахуванням (19). Неважко знайти, що $v_s = 2,23$ м/с, що теж збігається із результатом, отриманим в [5], але за іншою формулою.

Слід зазначити, що аналітичний розв'язок системи диференціальних рівнянь (16), (17) забезпечить рух частинки по гвинтовій лінії із постійною відносною швидкістю, якщо будуть забезпечені початкові умови (22), тобто

попадання частинки в потрібну точку циліндра із необхідним значенням величини і напрямку відносної швидкості. Якщо ці умови забезпечені не будуть, то частинка буде рухатися по траєкторіях, зображених на рис. 3 із змінною відносною швидкістю. Для прикладу наведемо графіки траєкторій і відносних швидкостей, отриманих чисельним інтегруванням системи диференціальних рівнянь (16), (17), включаючи і частковий випадок руху частинки по гвинтовій лінії. На рис. 4 ці графіки отримано при $R=r=0,1$; $f=0,3$; $\omega=16$; $\omega_u=24$. Частковий випадок отримано як аналітичним шляхом із виразів (21) у вигляді $\alpha = 8t - 0,438$; $u = -0,723t$, так і підтверджено чисельним інтегруванням із забезпеченням відповідних початкових умов інтегрування.

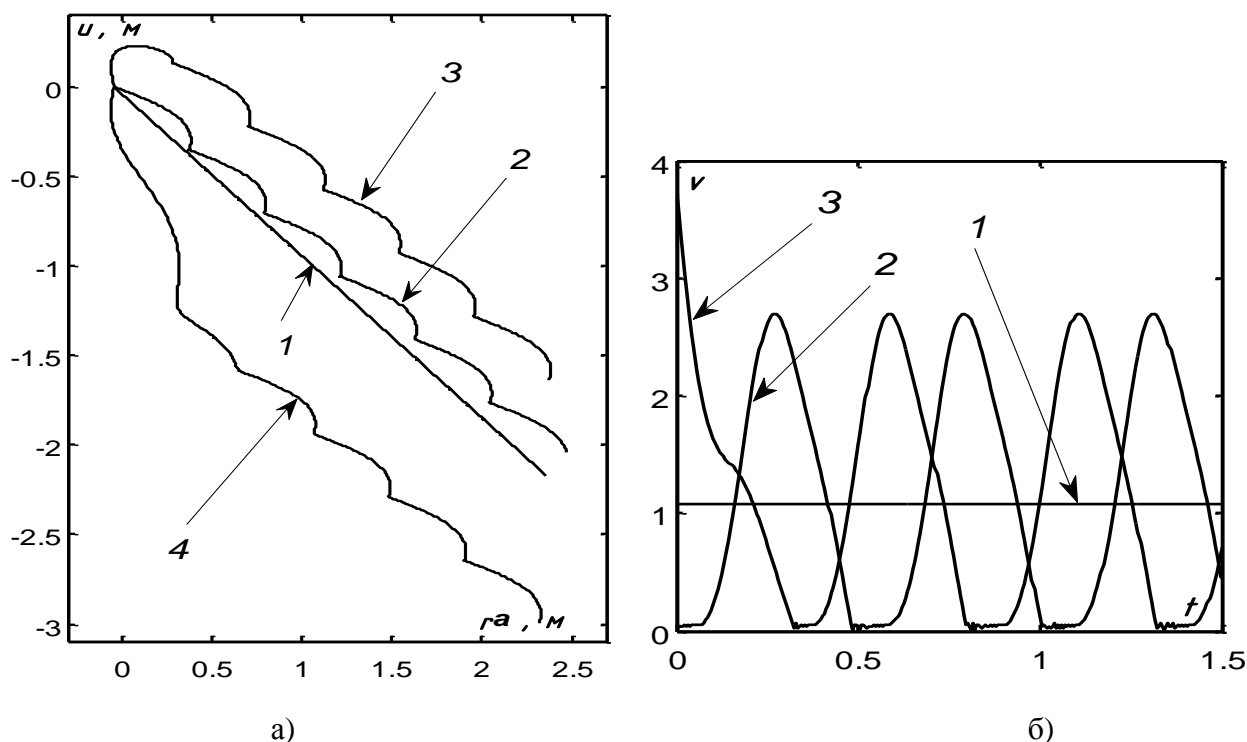


Рис. 4 – Траєкторії та графіки відповідних відносних швидкостей руху частинки по внутрішній поверхні циліндра при $f=0,3$ $R=r=0,1$ м, $\omega=16$; $\omega_u=24$ і різних початкових умовах попадання частинки на поверхню: а) траєкторії ковзання по поверхні (під номером 1 показано частковий випадок руху по гвинтовій лінії); б) графіки відповідних відносних швидкостей.

Таким чином, знайдений аналітичний розв’язок системи диференціальних рівнянь (16), (17) є частковим і відображає характер руху частинки для окремого випадку при забезпеченні необхідних початкових умов. Проте знайдені залежності (21) не придатні для випадку, коли поверхня циліндра абсолютно гладенька, тобто коефіцієнт тертя $f=0$. В цьому випадку система диференціальних рівнянь (16), (17) значно спрощується, перетворившись в два незалежних рівняння:

$$\alpha'' = \frac{R}{r} \omega^2 \sin(\omega_u t - \omega t - \alpha); \quad (23)$$

$$u'' = -g.$$

Друге рівняння (23) може бути проінтегроване і воно показує, що частинка в цьому випадку у вертикальному напрямі рухається рівноприскорено. Отже, рівняння (21) в цьому випадку не працюють, оскільки вони дають результат тільки для руху із сталою відносною швидкістю. Однак із них можна знайти граничні значення конструктивних параметрів та режимів руху, при яких відносний рух частинки по внутрішній поверхні циліндра можливий із сталою швидкістю. Виходячи із того, що косинус кута φ в (21) не може бути більшим від одиниці, знаходимо мінімально можливе значення кутової швидкості ω :

$$\omega > \sqrt{\frac{g}{f}(R+r)}. \quad (24)$$

Отже мінімальне значення кутової швидкості ω коливального руху не залежить від кутової швидкості $\omega_{\text{ц}}$ обертання циліндра навколо власної осі, а тільки від коефіцієнта тертя f і радіусів R і r .

Висновки. В статті розв'язана задача по знаходженню кінематичних характеристик відносного руху частинки по внутрішній поверхні циліндра, що одночасно перебуває у двох рухах: поступальному і обертальному. Циліндр обертається навколо власної вертикальної осі, а сама вісь здійснює поступальний рух таким чином, що кожна її точка описує коло в горизонтальній площині. Якщо обертальний рух циліндра відсутній, то такі ж кола описує кожна точка циліндра. Показано, що при збільшенні кутової швидкості $\omega_{\text{ц}}$ обертання циліндра навколо вертикальної осі на величину ω (кутова швидкість поступального переміщення точок осі по колу) можна перейти до планетарного руху циліндра, розглянутого в праці [5]. При абсолютно різних підходах при складанні диференціальних рівнянь (додавання поступального і обертального рухів у нашому випадку і додавання двох обертальних рухів у праці [5], а також при різних незалежних змінних в цих рівняннях) отримано однакові результати для однакових абсолютних рухів точок циліндра. В статті також доведено, що за певних початкових умов (попадання частинки в потрібну початкову точку з необхідною величиною і напрямом відносної швидкості) вона рухатиметься із сталою відносною швидкістю ковзання по гвинтовій лінії циліндра. Отримано аналітичний опис цього руху, як частковий розв'язок системи диференціальних рівнянь. При недотриманні описаних початкових умов частинка рухатиметься по інших траєкторіях, отриманих в даній статті і детально розглянутих в [5] із змінною швидкістю ковзання і з можливим тимчасовим «залипанням» в окремих точках траєкторії.

Список використаних джерел

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. - К.:УАСХН, 1960.-283 с.

2. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / П.М. Заика. – К.: Изд-во УСХА, 1992. –507 с.
3. Гортинский В.В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях / В.В. Гортинский, А.Б. Демский, М.А. Борискин. -2-е изд., перераб. и доп. -М.:Колос, 1980. -304 с.
4. Блехман И.И. Вибрационное перемещение / И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе. -М.: Наука, 1964. -410 с.
5. Лінник М.К. Дослідження руху матеріальної частинки по внутрішній поверхні вертикального циліндра, який здійснює планетарний рух / М.К. Лінник, Д.Г. Войтюк, С.Ф. Пилипака // Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний науковий збірник. - Глеваха, 2008. –Вип. 92. –С. 49 – 62.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАТЕРИАЛЬНОЙ ЧАСТИЦЫ ПО ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ЦИЛИНДРА, КОТОРЫЙ ОСУЩЕСТВЛЯЕТ ВРАЩАТЕЛЬНОЕ И ПОСТУПАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЯ.

Пилипака С., Клендий Н.

Составлены дифференциальные уравнения движения материальной частицы по внутренней поверхности вертикального цилиндра, который вращается вокруг собственной оси. В свою очередь все точки оси цилиндра осуществляют поступательное колебательное вращение, описывая при этом горизонтальные окружности. Уравнения решены численными методами. Найдены относительные скорости и траектории частиц.

Abstract

RESEARCH OF MOVEMENT OF A PARTICLE ON AN INTERNAL SURFACE OF THE VERTICAL CYLINDER WHICH CARRIES OUT ROTARY AND FORWARD MOVEMENTS

S. Pylypaka, M. Klendiy

The differential equations of movement of a particle on an internal surface of the vertical cylinder which rotates round own axis are worked out. In turn all points of an axis of the cylinder carry out forward oscillatory rotation, describing thus horizontal circles. The equations are solved by numerical methods. Relative speeds and trajectories of particles are found.

ВИКОРИСТАННЯ РЕОЛОГІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ПРУЖНО-В'ЯЗКОПЛАСТИЧНИХ ТІЛ ДЛЯ ОПИСУ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧОГО ОРГАНУ ВІБРОПЛУГА З ОБРОБЛЮВАНИМ ГРУНТОМ

Ловейкін В.С., д.т.н., проф., Човнюк Ю.В., к.т.н., доц.,
Дяченко Л.А., здоб.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Наведена низка реологічних моделей пружно-в'язкопластичних тіл (зокрема Шведова-Бінгама), котрі використані для опису взаємодії робочого органу вібропуга з оброблюваним ґрунтом. Встановлені основні параметри вказаних моделей та особливості поведінки таких тіл у вібраційних полях, створюваних поверхнею робочого органу, яка здійснює коливання у своїй площині.

Постановка проблеми. Ґрунт має три основні механічні властивості – пружність, пластичність та в'язкість, які можуть проявляти себе при його обробці, зокрема вібропугом. Слід зазначити, що ці властивості проявляються по-різному в залежності від структури матеріалу, умов роботи (температури, вологості та ін.) й типу навантаження (статичне, динамічне, імпульсне чи тривале тощо). При різноманітних комбінаціях цих трьох факторів один і той самий матеріал (оброблюваний ґрунт) може проявляти одну з трьох основних механічних властивостей чи деяку комбінацію з них. При зміні деяких з названих факторів можна змінити поведінку ґрунту і отримати іншу переважаючу комбінацію механічних властивостей.

Теоретичний опис цього розмаїття поведінки ґрунтів, що обробляються, здійснюється шляхом створення механіко-математичних моделей, котрі ідеалізують реальну поведінку матеріалу, відображаючи його найбільш характерні властивості. Значне розмаїття ґрунтів та властивостей, які проявляють себе за різних умов роботи, а також намагання до адекватного опису цього розмаїття породжують багато різноманітних механіко-математичних моделей.

Одновимірні експерименти (зокрема, при дослідженні взаємодії робочого органу вібропуга з оброблюваним ґрунтом) є основою для створення одновимірних механіко-математичних моделей. За допомогою ідеалізації отриманої експериментальним шляхом залежності між основними напруженнями та деформаціями можна отримати визначальний зв'язок між ними для відповідної механіко-математичної моделі.

У даному дослідженні послідовно розглянуті одновимірні механіко-математичні моделі, які використовуються в аналізі взаємодій «вібропуг – робочий орган – оброблюваний ґрунт».

Аналіз публікацій за темою дослідження. Основні пружно-в'язкопластичні моделі, які використані у даному дослідженні, наведені у

роботах [1, 2]. Метод реологічних моделей розвинутий у [3]. Слід зазначити й відомий підхід до побудови теорії пластичності С. Батдорфа, Б. Будянського [4], заснований на представленні при утворенні у оброблювальному ґрунті поверхонь ковзання. Такий підхід отримав успішний розвиток як у нашій державі, так і за кордоном.

Мета досліджень полягає в обґрунтуванні моделей реологічних моделей деформування пружно-в'язкопластичних тіл / матеріалів для опису взаємодії робочого органу віброплуга з оброблюваним ґрунтом.

Результати досліджень. Розглянемо декілька реологічних моделей деформування пружно-в'язкопластичних тіл.

1. Пружно-в'язкопластичне тіло Бінгама (одновимірне)

Визначальні залежності у цій реологічній моделі оброблюваного віброплугом ґрунту мають вид:

$$\sigma_x = \begin{cases} E \cdot \varepsilon_x, & \sigma_x \leq \sigma_p, \\ \sigma_p + \eta_v \cdot (\dot{\varepsilon}_x - \frac{\dot{\sigma}_x}{E}), & \sigma_x > \sigma_p, \end{cases} \quad (1)$$

де σ_x , ε_x – напруження та деформація вдовж вісі ОХ, σ_p – початкова межа текучості при одновимірному розтягу, E – модуль пружності, η_v – динамічна в'язкість матеріалу, $\dot{\sigma}_x$, $\dot{\varepsilon}_x$ – швидкість зміни у часі напруження та деформування матеріалу.

Механічна модель ґрунту має вид, зображений на рис.1.

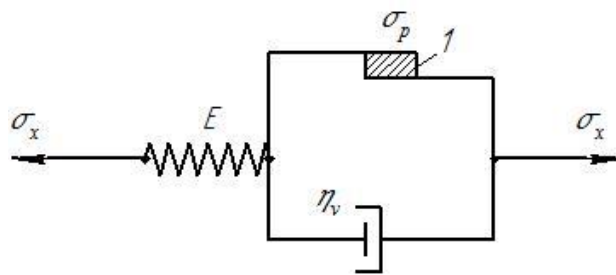


Рис. 1 – Механічна модель Бінгама

У даній моделі елемент тертя 1 створює деформацію при напруженні, що перевищує межу текучості σ_p . Такий матеріал не має пластичного зміцнення.

2. Пружно-в'язкопластичне тіло Шведова (одновимірне)

$$\dot{\varepsilon}_x = \begin{cases} \frac{1}{E_1} \cdot \dot{\sigma}_x, & \sigma_x \leq \sigma_p, \\ \left(\frac{1}{E_1} - \frac{1}{E_2} \right) \cdot \dot{\sigma}_x + \frac{(\sigma_x - \sigma_p)}{\eta_v}, & \sigma_x > \sigma_p, \end{cases} \quad (2)$$

де: E_1 , E_2 , η_v – константи матеріалу (модулі пружності та коефіцієнт динамічної в'язкості відповідно), σ_p – межа (границя) текучості при чистому розтягу матеріалу.

Механічна модель ґрунту у цьому випадку має вид, зображений на рис. 2. Слід зазначити, що як і у попередній моделі (1) даний матеріал не має пластичного зміцнення.

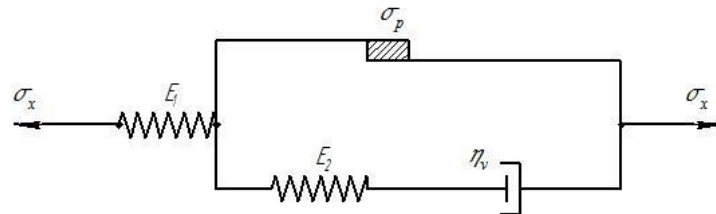


Рис. 2 – Механічна модель Шведова

Особливості матеріалів, деформування котрих відповідає реологічним моделям Шведова та Бінгама, зводиться до наступного. До певної межі ґрунт деформується пружно, а при перевищенні цієї межі проявляються його в'язкопластичні властивості. Ідеалізовані криві повзучості для цих матеріалів показані на рис. 3. ($\sigma_1 < \sigma_p$, $\sigma_2 > \sigma_p$)

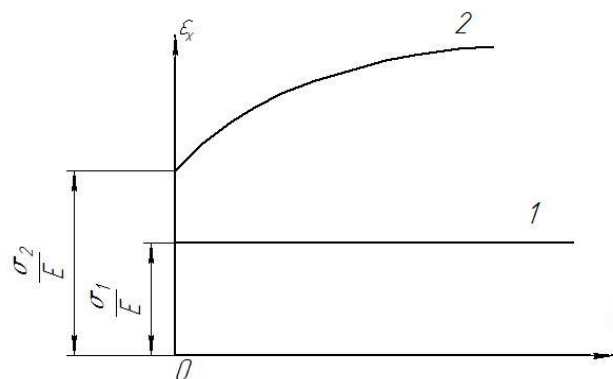


Рис. 3 – Ідеалізовані криві повзучості для матеріалів (у межах моделей Шведова та Бінгама):

$$\sigma_1 < \sigma_p, \sigma_2 > \sigma_p$$

Приблизні ідеалізовані криві релаксації, які відповідають цим моделям, зображені на рис. 4. Релаксація проявляє себе при перевищенні межі текучості, й при $t \rightarrow \infty$ мають місце залишкові асимптотичні напруження σ_r , які дорівнюють межі текучості σ_p для тіл без пластичного зміцнення.

3. Реологічна модель Шведова-Бінгама текучих систем

У тензорному виді модель лінійно-в'язкої нестискуваної рідини зазвичай виражається узагальненим законом Ньютона [5]:

$$\tau_{ij} = -p \cdot \delta_{ij} + 2\mu \cdot \dot{\epsilon}_{ij}, (i, j) = (\overline{1,3}), \quad (3)$$

де τ_{ij} – компоненти тензора напружень, $\rho = -\frac{1}{3} \cdot \tau_{ij}$ – ізотропний гідродинамічний тиск, який співпадає з термодинамічним (якщо індекси повторюються, тоді під цим розуміють процес визначення суми (за А. Енштейном), тобто $\tau_{ij} = \tau_{11} + \tau_{22} + \tau_{33}$), σ_{ij} – символ (тензор) Кронекера, μ – зсувна динамічна в'язкість системи.

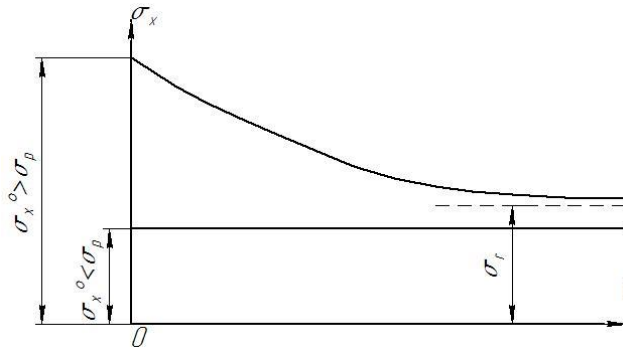


Рис.4 – Ідеалізовані криві релаксації для матеріалів (у межах моделей Шведова та Бінгама)

Для умов одновимірного зсувного руху (течії) нестискуваної рідини закон Ньютона формулюється у вигляді:

$$\tau = -\mu \cdot \frac{du}{dy_{ij}} = -\mu \cdot \dot{\gamma}, \dot{\gamma} = \frac{du}{dy}, \quad (4)$$

або

$$\tau = -\vartheta \cdot \frac{d(p \cdot u)}{dy}, \quad (5)$$

де $\vartheta = \frac{\mu}{\rho}$ – кінематична в'язкість ґрунту, представленого у вигляді в'язкої рідини; u – швидкість її (рідини) руху; y – координата, яка поперечна щодо напрямку течії рідини; ρ – щільність матеріалу (рідини). У подальшому приймаємо ґрунт у якості моделі «квазірідини», тобто рідини, яка має складну структуру (т. з. дисперсні текучі системи). Крива одновимірного руху (течії) таких «квазірідин» відрізняється від Ньютонівської (рис. 5).

При $\dot{\gamma} = 0$ і $\tau_0 = 0$ для чисто «ньютонівських» рідин, а для не ньютонівських – Шведова-Бінгама (лінійно-в'язкопластичних) течія починається лише після перевищення деякого порогу, який називається межею текучості τ_0 . Отже, для «квазірідини» (типу оброблюваного віброплугом ґрунту) рівняння реологічного стану, яке адекватно описує зсувні деформації у матеріалі, має вид:

$$\tau = \tau_0 \cdot \frac{\dot{\gamma}}{|\dot{\gamma}|} + \mu_p \cdot \dot{\gamma} = \tau_0 \cdot \text{sign} \dot{\gamma} + \mu_p \cdot \dot{\gamma} , \quad (6)$$

де $\text{sign} \dot{\gamma} = \begin{cases} 1, \dot{\gamma} > 0; \\ -1, \dot{\gamma} < 0; \\ 0, \dot{\gamma} = 0; \end{cases}$ – функція знаку $\dot{\gamma}$ («сигнум»),

μ_p – пластична або структурна в'язкість.

При $\tau < \tau_0$ в'язкопластичне середовище може вести себе як тверде, недеформоване тіло (модель Сен-Венана) або як ідеально пружне тіло Гука (модель Прандтля) (рис. 6)

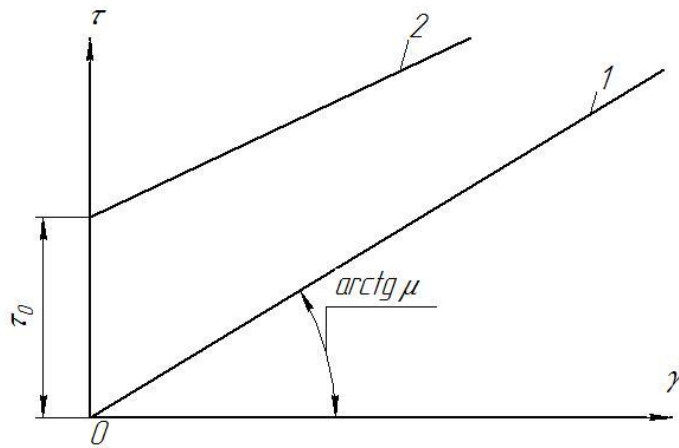


Рис. 5 – Криві одновимірної течії $\tau = f(\dot{\gamma})$: 1 – чисто в'язка («Ньютонівська») рідина; 2 – вязкопластична рідина / квазірідина Шведова-Бінгама (τ_0 – межа / границя текучості, $\dot{\gamma}$ – рухливість рідини / квазірідини, μ - зсувна (динамічна) в'язкість)

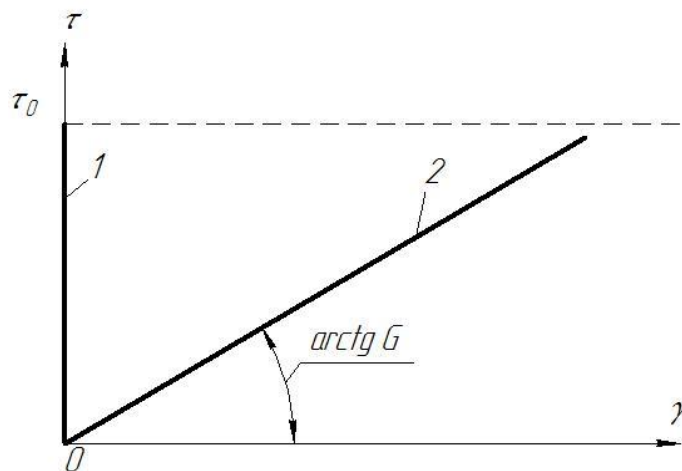


Рис. 6 – Типові криві деформування (зсуву) в'язкопластичних середовищ (модель Шведова-Бінгама) при $\tau < \tau_0$: 1 – модель Сен-Венана ($\gamma = 0, 0 < \tau < \tau_0$); 2 – ідеальне пружне тіло Гука (модель Прандтля), $\tau = G \cdot \gamma$, G – модуль зсуву матеріалу.

З (6) при $\dot{\gamma} > 0$ маємо:

$$\tau = \tau_0 + \mu_p \cdot \dot{\gamma} = \tau_0 + \mu_p \cdot \frac{du}{dy}, \quad (7)$$

Таким чином, використання в'язкопластичних моделей середовища (оброблюваного ґрунту віброплугом) з лінійною кривою течії ($\tau = f(\dot{\gamma})$) типу Шведова-Бінгама зводить задачі аналізу розповсюдження у таких середовищах вібраційних збуджень (джерелом вібрацій є віброплуг) по суті до задач аналогічного типу, які розв'язані для моделей в'язких («не ньютонівських» рідин / квазірідин) середовищ, що знаходяться під впливом деформацій зсуву з єдиною заміною тензору напружень σ_{ij} (або компоненти його τ) на ($\tau = \tau_0$).
Всі інші критерії та результати аналізу в'язких середовищ (в'язко-пружних середовищ типу тіл Максвелла) залишаються в силі. Проте з'являється при $\tau > \tau_0$ додатковий опір рухові віброплуга у оброблюваному ґрунті, пов'язаний з τ_0 – це «сила зчеплення», яка може бути визначена за допомогою виразу:

$$F_{зчепл} = \tau_0 \cdot S \quad (8)$$

Список використаних джерел

1. Reiner M. Rheology. Handbuch der Physik. Vol. VI / M. Reiner. – Springer – Verlag, 1958.
2. Коларов Д. Механика пластических сред / Д. Коларов, А. Балтов, Н. Бончева. – М.: Мир, 1979. – 304с.
3. Пальмов В.А. Колебания упруго-пластических тел / В.А. Пальмов. – М.: Наука, 1976. – 350с.
4. Батдорф С. Математическая теория пластичности, основанная на концепции скольжения / С. Батдорф, Б. Будянский // Сб. «Механика». – 1961. – №1 (71). – С.135 – 155.
5. Шульман З.П. Конвективный перенос реологически сложных жидкостей / З. П. Шульман. – М.: Энергия, 1975. – 352с.

Аннотация

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ УПРУГО-ВЯЗКОПЛАСТИЧНОЕ ТЕЛ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА ВИБРОПЛУГА С ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ПОЧВАХ

Ловейкин В., Човнюк Ю., Дяченко Л.

Приведен ряд реологических моделей упруго-вязкопластичных тел (в частности Шведова-Бингама), которые использованы для описания взаимодействия рабочего органа виброплуга с обрабатываемым ґрунтом. Установлены основные параметры указанных моделей и особенности поведения таких тел в вибрационных полях, создаваемых поверхностью рабочего органа, которая совершает колебания в своей плоскости.

Abstract

USING ELASTIC-RHEOLOGICAL MODEL VISCOPLASTIC TEL THE INTERACTION BODY WORK VIBROPLUGA WITH CULTIVATED SOILS

V. Loveykin, J. Chovniuk, L. Dyachenko

A number of rheological models of viscous-resilient bodies (including the Shvedov-Binham model) have been used to describe the interaction between the working parts of the vibration plough and the cultivated soil. The basic parameters of these models, and behavior of such bodies in vibration fields generated by the surface of the working parts which vibrate in their plane have been determined.

УДК 534.1

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЛАКСАЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ ЗА СПРОЩЕНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРТЯ У СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРАХ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Ловейкін В.С., д.т.н., проф., Човнюк Ю.В., к.т.н., доц.,
Костина О.Ю., асист.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Проведений аналіз релаксаційних автоколиваний, які виникають у скребкових конвеєрах при транспортуванні сипких матеріалів, за спрощеної характеристики сили тертя. Запропонована динамічна модель із зосередженими параметрами дозволяє встановити характер руху та його основні кінематичні характеристики (закони переміщення елементів конвеєра та зміни у часі їх швидкості, амплітуди та частоти автоколиваний).

Постановка задачі. Сучасні розрахунки автоколивних механічних систем, до яких відносяться скребкові конвеєри, які транспортують сипкі матеріали, досить схематичні й вимагають суттєвого вдосконалення. Справа полягає у тому, що реальні автоколивні системи, як правило, знаходяться під впливом зовнішніх періодичних сил та коливні процеси у них визначаються взаємним впливом сил різної фізичної природи. Інколи у деяких механічних системах стаціонарні коливання можливі й без періодичних зовнішніх впливів, тобто такі системи є автоколивними по своїй суті або такими, що самозбуджуються.

Особливої уваги заслуговують механічні автоколивання, які виникають у системах з тертям, зокрема, з сухим (кулонівським) тертям. Зазвичай сила тертя призводить до затухання коливаний (є основною причиною таких затухань), проте іноді вказана сила може стати причиною їх розгойдування (збільшення у часі амплітуди коливаний й «виході» системи на стаціонарний, усталений режим автоколиваний певної амплітуди та частоти). Позбутися таких коливаний у

механічних системах можна за допомогою спеціальних засобів, які призводять до радикальних (біфуркаційних) змін деяких параметрів вказаних систем і суттєво змінюють характер руху в цілому. Тому для керованих механічних систем (скребкові конвеєри належать саме до таких) необхідно встановити умови виникнення та основні параметри автоколивань, а також обґрунтувати можливості їх гасіння (повного знищення) тим чи іншим способом, оскільки такі збудження у системі призводять до втрати надійності її функціонування, стійкості паспортних, робочих режимів і небажаних перевантажень.

Оптимізація процесу гасіння автоколивань, зокрема, у скребкових конвеєрах, дає можливість підвищити ефективність управління ними та підвищити надійність таких систем у цілому. Саме цим проблемам та пошуку шляхів їх розв'язання і присвячене дане дослідження.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Динаміка ланцюгових систем та визначення частот їх власних коливань висвітлена в роботах [6, 7]. Механічні автоколивання за наявності сил сухого тертя досліджувались Костеріном Ю.І. [1]. Автоколивання та автоколивні системи детально вивчалися у роботах [2, 3, 5]. Я.Г. Пановко у [4] запропонував фізико-механічну модель автоколивань, які виникають у верстатах при різанні металів. Результати вказаних вище робіт використані у даному дослідженні.

Мета досліджень. Мета роботи полягає у встановленні основних закономірностей виникнення та головних параметрів релаксаційних автоколивань, які виникають у скребкових конвеєрах при транспортуванні сипких матеріалів. Для досягнення мети дослідження запропонована модель руху елементів вказаного конвеєра, що зводиться до осцилятора (системи з зосередженими параметрами) з сухим тертям, силова характеристика якого є спадною відносно швидкості руху конвеєра.

Результати досліджень. Розглянемо скребковий конвеєр для транспортування сипких матеріалів, який схематично зображений на рис 1.

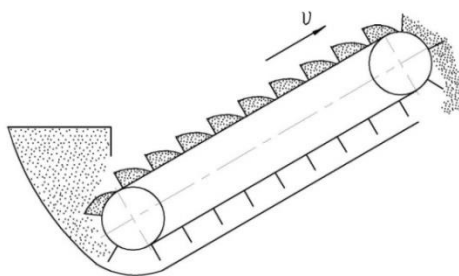


Рис. 1 – Скребковий конвеєр

Відомо, що не завжди забезпечується плавний рух скребкових конвеєрів, необхідний для його нормального функціонування. Замість цього виникає рух з періодичними зупинками. У таких випадках має місце суттєва нелінійність процесу і у той же час розміри об'єктів, які здійснюють коливний рух, ніяк не допускають припущення про системи з масами, які наближаються до нуля.

Наближений розв'язок подібних проблем можливий за допомогою спрощеної характеристики тертя, схема якої наведена на рис. 2. Ця

характеристика дає два значення сили тертя: максимальну силу тертя спокою R_1 та постійну силу тертя руху R_2 .

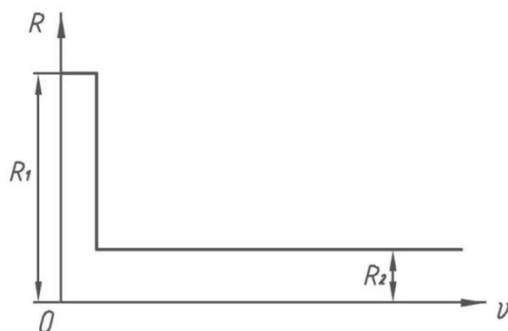


Рис. 2 – Схема характеристики сили тертя $R(v)$

Спрощена динамічна модель для аналізу процесу руху скребкового конвеєра представлена на рис. 3. Скребок 4 з тяговим органом 3 з'єднаний з порцією вантажу 1 пружною ланкою 2.

Нехай рух вантажу 1 та ланцюга 3 здійснюється із загальною швидкістю. Сила пружності пружини P дорівнює силі тертя R_2 . Розглянемо швидкість v_0 , при якій сила тертя змінюється зі статичного на динамічний стан.

Слід зазначити, що подібна модель руху скребкового конвеєра для транспортування сипких матеріалів (рис. 3) використовується для моделювання динамічних процесів у системах з зосередженими параметрами авторами [2, 4, 5].

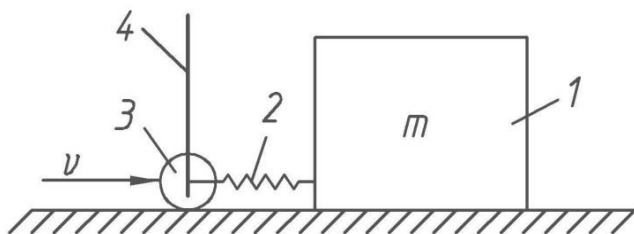


Рис. 3 – Розрахункова динамічна модель для аналізу руху скребкового конвеєра

Ведучий ланцюг, продовжуючи рух направо, буде стискувати пружину до тих пір, поки сила стискування P не зрівняється з максимальною силою тертя спокою R_1 . Оскільки після цього подальше зростання сили тертя неможливе, тоді відбудеться «зрив» вантажу 1 (сипкий матеріал). При цьому сила тертя R_1 миттєво зменшується до значення R_2 , тоді як сила стискування пружини $P = R_1$ миттєво не може змінитись і у першу мить руху, що розпочався, буде все ж таки дорівнювати R_1 . Момент зриву прийемо за початок відліку часу ($t = 0$); при цьому дорівнюють нулю як переміщення x , так і швидкість вантажу \dot{x} , тобто

$$x|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}|_{t=0} = 0, \quad (1)$$

У даному випадку не можна припустити миттєвого стрибка швидкості. Такому стрибку відповідає нескінченно велике прискорення, а відповідно, і нескінченно великі сили; тут на вантаж m у першу мить руху діє скінченна сила $R_1 - R_2$).

Розглянемо наступний рух вантажу. У поточний момент часу t довжина пружини зміниться на величину $(x - v_0 \cdot t)$ й сила пружності пружини зменшиться до величини

$$P(t) = R_1 - c \cdot (x - v_0 \cdot t), \quad (2)$$

де c – жорсткість пружини,

v_0 – швидкість руху скребкового конвеєра, яка відповідає переходу сили тертя зі статичного в динамічний стан.

Диференціальне рівняння руху вантажу запишеться у вигляді

$$R_1 - c \cdot (x - v_0 \cdot t) - R_2 = m\ddot{x}, \quad (3)$$

або

$$\ddot{x} + p^2 \cdot x = p^2 \cdot v_0 \cdot t + \frac{R_1 - R_2}{m}, \quad (4)$$

де $p = \sqrt{c/m}$ – частота власних коливань системи.

Розв'язок рівняння (4), який відповідає початковим умовам (1), має вид

$$x = v_0 \cdot t - \frac{v_0}{p} \cdot \sin pt + \frac{(R_1 - R_2)}{c} \cdot (1 - \cos pt), \quad (5)$$

перший доданок правої частини (5) виражає рух зі швидкістю, при якій сила тертя змінюється зі статичного в динамічний стан, а інші складові – додаткові коливання вантажу.

Швидкість руху вантажу m змінюється за законом

$$\dot{x} = v_0 - v_0 \cdot \cos pt + \frac{p \cdot (R_1 - R_2)}{c} \cdot \sin pt. \quad (6)$$

Наступна зупинка вантажу відбудеться у момент, коли \dot{x} знову стане рівною нулю. Умова зупинки $\dot{x} = 0$ призводить згідно зі співвідношенням (6) до рівняння

$$v_0 - v_0 \cdot \cos pt_1 + \frac{p \cdot (R_1 - R_2)}{c} \cdot \sin pt_1 = 0, \quad (7)$$

де: t_1 – час від моменту зриву до нової зупинки.

Введемо безрозмірний параметр

$$\alpha = \frac{p \cdot (R_1 - R_2)}{c \cdot v_0} = \frac{g}{p \cdot v_0} \cdot \Delta f, \quad \Delta f = f_1 - f_2, \quad (8)$$

де: Δf – різниця коефіцієнтів тертя спокою f_1 та руху f_2 , g – прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

Умова зупинки приймає вид:

$$\alpha \cdot \sin pt_1 = \cos pt_1 - 1. \quad (9)$$

Розв'язуючи це трансцендентне рівняння, знаходимо:

$$\sin pt_1 = -\frac{2\alpha}{(1+\alpha^2)}, \quad \cos pt_1 = \frac{1-\alpha^2}{1+\alpha^2}. \quad (10)$$

Звідси можемо знайти значення t_1 за формулою

$$\operatorname{tg}(pt_1) = \frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1} \Rightarrow t_1 = \frac{1}{p} \cdot \operatorname{arctg}\left(\frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1}\right). \quad (11)$$

Знаючи t_1 , можна за формулою (5) визначити абсцису x_1 вантажу у момент нової зупинки, тобто шлях, який пройшов вантаж m за час t_1

$$x_1 = v_0 \cdot t_1 - \frac{v_0}{p} \cdot \sin pt_1 + \frac{(R_1 - R_2)}{c} \cdot (1 - \cos pt_1) = v_0 \cdot t_1 + \frac{2 \cdot \alpha \cdot v_0}{p}, \quad (12)$$

або

$$x_1 = v_0 \cdot \frac{1}{p} \cdot \operatorname{arctg}\left(\frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1}\right) + \frac{2 \cdot \alpha \cdot v_0}{p}. \quad (13)$$

Із врахуванням виразів (10) знайдемо за формулою (2) силу стискування пружини у момент зупинки:

$$P(t_1) = 2R_2 - R_1. \quad (14)$$

Оскільки $R_2 < R_1$, тоді $P(t_1) < R_1$; отже, після зупинки вантаж m деякий час буде залишатись на місці, поки сила пружності пружини знову не досягне значення граничної сили тертя спокою R_1 .

За час, протягом якого вантаж m знаходиться у стані спокою, сила стискування пружини поступово зростає на величину

$$\Delta P = R_1 - P(t_1) = 2 \cdot (R_1 - R_2), \quad (15)$$

й відповідне скорочення пружини c складе:

$$\Delta l = \frac{\Delta P}{c} = \frac{2 \cdot (R_1 - R_2)}{c}. \quad (16)$$

Цій самій величині дорівнює шлях, який проходить ведучий ланцюг за час, поки вантаж m стоїть на місці. Отже, тривалість стану спокою вантажу m дорівнює:

$$t_2 = \frac{\Delta l}{v_0} = \frac{2 \cdot (R_1 - R_2)}{c \cdot v_0} = \frac{2\alpha}{p}. \quad (17)$$

Той самий результат можна знайти з умови:

$$v_0 \cdot (t_1 + t_2) = x_1, \quad (18)$$

яка виражає рівність переміщень вантажу m та ведучого ланцюга за період.

Отже, період автоколивань вантажу визначається формулою:

$$T = t_1 + t_2 = \frac{1}{p} \cdot \arctg\left(\frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1}\right) + \frac{2\alpha}{p}. \quad (19)$$

У момент $t = T$ відбувається наступний зрив вантажу і починається новий цикл автоколивань.

Чим менша швидкість ведучого ланцюга, при якій сила тертя змінюється зі статичного на динамічний стан, тим більш різко виражений процес автоколивань. Дійсно, за малих значень v_0 безрозмірний параметр α стає досить великим, і з виразу (10) у цьому випадку наближено впливає:

$$\sin pt \rightarrow 0; \quad t_1 = \frac{\pi}{p} = \frac{\pi \cdot \sqrt{m}}{\sqrt{c}}. \quad (20)$$

При врахуванні виразу (17) період автоколивань наближено дорівнює:

$$T = \frac{\pi + 2\alpha}{p} = \frac{(\pi + 2\alpha) \cdot \sqrt{m}}{\sqrt{c}}, \quad \text{при } v_0 \rightarrow 0. \quad (21)$$

Значення другої складової у (21) (у чисельнику) збільшується зі зменшенням швидкості v_0 ; характер руху при двох різних малих значеннях v_0 показаний на рис. 4. Зі зменшенням швидкості v_0 зростає період автоколивань T і одночасно зменшується значення x_1 , \dot{x}_1 .

Розглянемо чисельний приклад. Визначимо, за якого значення параметру α тривалість зупинки вантажу дорівнює тривалості його руху. Знайдемо відповідну швидкість v_0 , якщо $p = 100 c^{-1}$ й $\Delta f = 0,1$.

Згідно з умовою $t_2 = t_1$; тому, позначаючи $pt_1 = pt_2 = \beta$, маємо з виразів (10) та (17)

$$\sin 2\beta = -\frac{2\beta}{1 + \beta^2}. \quad (22)$$

Найменший відмінний від нуля корінь цього трансцендентного рівняння ($\beta > 0$) дорівнює $\beta = 2,03$.

Тепер з формули (8) можна отримати відповідну швидкість, яка відповідає переходу сили тертя зі статичного в динамічний стан

$$v_0 = \frac{g \cdot \Delta f}{\alpha \cdot p} = \frac{9,81 \cdot 0,1}{2,03 \cdot 100} \approx 4,92 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}. \quad (23)$$

Як видно, чим жорсткіша система (тобто, чим більше її власна частота p), тим меншою виявляється швидкість v_0 .

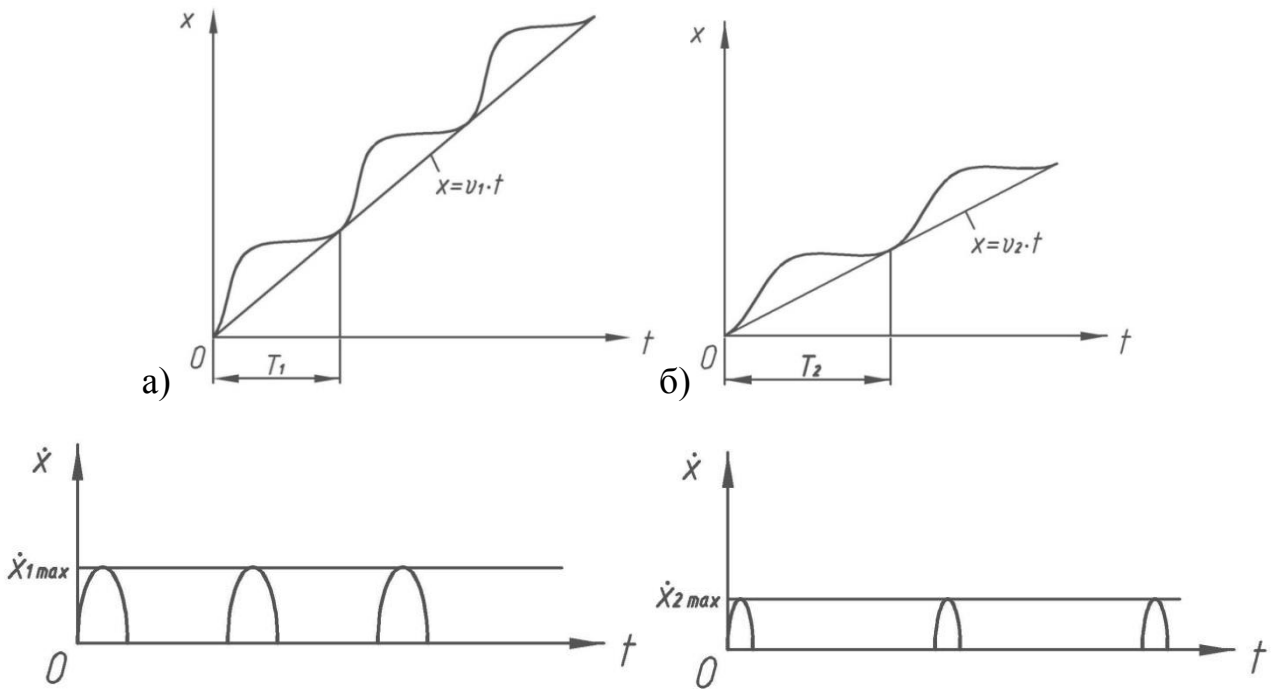


Рис. 4 – Закони руху $x(t)$, $\dot{x}(t)$ для різних v_0 : а) $v_0 = v_1$; б) $v_0 = v_2$; ($v_2 < v_1$); ($\dot{x}_{1\max} > \dot{x}_{2\max}$; $T_2 > T_1$).

Висновки

1. У межах моделі осцилятора з сухим тертям, який має спадну (кусково-спадну) характеристику сили тертя (її залежність від швидкості руху), отримані основні закономірності автоколивних режимів руху скребкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів. Визначені основні кінематичні та силові характеристики таких режимів руху.

2. Показано, що швидкість руху конвеєрасуттєво впливає на період автоколивань, на переміщення вантажу за період та на його швидкість. Зокрема, зі зменшенням швидкості v_0 , яка відповідає переходу сили тертя зі стану спокою в динамічний стан, зростає період коливань (T), зменшується переміщення вантажу (x) за той самий час і швидкість його руху (\dot{x}) (максимальна, середня).

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку скребкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів як на стадіях їх конструювання (проектування), так і у режимах реальної експлуатації, а також для пошуку шляхів зменшення виникаючих у подібних механічних системах небажаних автоколивань (особливо у процесах пуску/гальмування вказаних конвеєрів).

Список використаних джерел

1. Костерин Ю.И. Механические автоколебания при сухом трении / Ю.И. Костерин. - М.: Изд-во АН СССР, 1960.
2. Теодорчик К.Ф. Автоколебательные системы / К.Ф. Теодорчик. - М.: Физматгиз, 1957.
3. Харкевич А.А. Автоколебания / А.А. Харкевич. - М.: Гостехиздат, 1953.
4. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я.Г. Пановко. - М.: Машиностроение, 1967. - 316 с.
5. Тондл А. Автоколебания механических систем / А. Тондл. - М.: Мир, 1979. - 432 с.
6. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / І.М. Хорольський. - Львів: - 1999. - 194 с.
7. Чугреев Л. И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Чугреев Л. И. - М.: Недра, 1976. - 162с.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЛАКСАЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ УПРОЩЕННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРЕНИЯ В СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Ловейкин В., Човнюк Ю., Костина О.

Приведен анализ релаксационных автоколебаний, возникающих в скребковых конвейерах при транспортировании сыпучих материалов, при упрощенной характеристике силы трения. Предложена динамическая модель с сосредоточенными параметрами, позволяющая установить характер движения и его основные кинематические характеристики (законы перемещения элементов конвейера и изменения во времени их скорости, амплитуды и частоты автоколебаний).

Abstract

STUDY OF RELAXATION OF AUTO DATA FOR THE SIMPLIFIED FRICTION IN SHIPPING CONVEYOR FOR MATERIALS

V. Loveykin, Y. Chovnyuk, O. Costin

The analysis of the relaxation self-oscillations occurring in scraper conveyors at transportation of bulk materials at the simplified characteristic of friction force is conducted. The dynamic model with the lumped parameters allowing to establish character of motion and its main kinematic characteristics is offered.

**ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕЧІЇ ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ ВПОДОВЖ
ЛОТКА САМОСКИДНОГО БУНКЕРА КОМБАЙНА
У МЕЖАХ В'ЯЗКО-ПЛАСТИЧНОЇ МОДЕЛІ**

**Ловейкін В.С., д.т.н., проф., Човнюк Ю.В., к.т.н., доц.,
Шимко Л.С., к.т.н., доц.**

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Проведений динамічний аналіз руху зерна вповдовж лотка самоскидного бункера комбайна у межах в'язко-пластичної моделі. На основі варіаційних методів розроблена методика визначення форми вивантажувального лотка, яка забезпечує мінімально допустимий час вивантаження зерна з самоскидного бункера комбайна без втрат.

Постановка задачі. Розрахунок та вибір раціональних режимів руху зерна зі самоскидного бункера комбайна призводить до зменшення пошкодження зерна та підвищення продуктивності збирання зернових в цілому. Існують досить розвинені математичні моделі, які описують рух окремої зернини без врахування впливу на неї сусідніх зернин. Обчислені за такою теорією кінематичні характеристики потоку суміші можуть значно відрізнитись від тих, що мають місце у реальних умовах вивантаження зерна зі самоскидного бункера. Тому розробка уточнених математичних моделей руху зерна вздовж лотка самоскидного бункера, у межах в'язко-пластичної моделі, відноситься до актуальних задач.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показує, що дослідження кінематичних та динамічних параметрів, а також режимів роботи самоскидного бункера збиральних комбайнів були проведені у роботах [1-2], що присвячені проблемам оптимізації параметрів і режимів роботи самоскидних бункерів зернозбиральних комбайнів при вивантаженні зерна у межах моделей квазірідини (для зернового матеріалу).

Робота [3] присвячена новому напрямку у механіці гранульованих середовищ – так званій «теорії швидких рухів». У цій теорії досліджується течія зернистих середовищ, котра зазвичай реалізується у гравітаційних потоках (рух зерна у елеваторах) і відрізняється відносно великими (порядку метрів у секунду) швидкостями часточок. Виявляється, що поведінка матеріалів за такого типу течії схожа на поведінку в'язкої рідини у аналогічних умовах і принципово відрізняється від передбачень теорії, заснованих на класичних підходах Кулона.

Задача в'язко-пластичної деформації зернової суміші у інженерній практиці малодосліджена. Це пояснюється відсутністю достовірної інформації щодо величин граничного напруження зсуву і в'язкості вказаної суміші. Динамічний аналіз руху зерна при вивантаженні з самоскидного бункера зернозбирального комбайна під дією зсуву, у межах в'язко-пластичної моделі,

було б особливо корисним при проектуванні та конструюванні вивантажувальних пристроїв і механізмів, що призначені для переміщення сипких тіл, при виконанні технологічних процесів виробництва сільськогосподарської продукції.

Мета досліджень полягає в дослідженні руху зерна в межах в'язко-пластичної моделі вздовж лотка самоскидного бункера та розробці методики визначення форми вивантажувального лотка самоскидного бункера зернозбирального комбайна, що забезпечить мінімально допустимий час вивантаження зерна без втрат.

Результати досліджень. Розглянемо рух зернової суміші вповодж лотка самоскидного бункера. Реологічне рівняння стану зернової суміші [3-4] має вид:

$$\tau = \tau_0 + \eta \cdot \frac{d\theta}{dz}, \quad (1)$$

де τ – напруження зсуву у суміші; η – її динамічна в'язкість; τ_0 – граничне напруження зсуву; \mathcal{G} – швидкість зернової суміші. Критична висота $z_{кр}$, вище котрої суміш буде вести себе як тверде тіло, зв'язана з граничним напруженням зсуву τ_0 . Якщо $\tau \leq \tau_0$ – рух відсутній. Приймаючи для суміші коефіцієнт, що характеризує внутрішнє тертя, рівним $\frac{1}{2}$ (за Сен-Венаном) [3], отримаємо вираз, який визначає умову зсуву:

$$h_{кр} = \frac{2\tau_0}{\rho g \sin 2\alpha} \quad (2)$$

де ρ – щільність суміші.

Розглянемо рух у випадку, якщо зсув відбувається.

Будемо вважати, що на границях суміші з нижньою площиною (стілкою бункера) існує повне зчеплення, можна знехтувати відцентровою силою і прискоренням Коріоліса як і у [1-2]. Для в'язкого середовища рівняння руху в нашому випадку має вид: (Взяті з рівняння Нав'є – Стокса)

$$\rho g \sin 2\alpha + \eta \cdot \left(\frac{d^2\theta}{dy^2} + \frac{d^2\theta}{dz^2} \right) = 0 \quad (3)$$

Інтегруючи рівняння (3) відносно z , отримаємо:

$$\eta \frac{d\theta}{dz} = -\rho g z \sin 2\alpha + C_1 \quad (4)$$

$$\eta \cdot \mathcal{G}_z = -\rho g \frac{z^2}{2} \sin \alpha + zC_1 + C_2 \quad (5)$$

де C_1, C_2 – невизначені константи

Фактично рівняння (3) є частковим випадком рівняння Нав'є – Стокса. Подальше їх інтегрування призводить до наступних значень напруження зсуву:

$$\tau = -\rho g z \cdot \sin \alpha + C_1. \quad (6)$$

При $z = 0; \cdot \mathcal{G}_z = 0; C_2 = 0$, а при $z = z_{кр}; \cdot \mathcal{G}_z = 0$ і:

$$C_1 = \rho g \frac{z_{кр}}{2} \sin \alpha. \quad (7)$$

Тоді:

$$\tau = \rho g \left(\frac{z_{кр} \cdot z}{2} - 2 \right) \sin \alpha. \quad (8)$$

Знаючи залежність для τ (типу (8)), визначимо характеристики зернової суміші з урахуванням пластичності. Треба використати рівняння (1). При переході до в'язко-пластичної моделі зернової суміші введемо у (6) τ_0 . Проінтегрувавши це рівняння отримаємо:

$$\eta \cdot \mathcal{G} = \rho g \left(\frac{z_{кр} \cdot z}{2} - \frac{z^2}{2} \right) - \tau_0 \cdot z + C_3. \quad (9)$$

Диференціальне рівняння (6) треба проінтегрувати з урахуванням пластичних властивостей. Знаючи, що $z_{кр}$ (товщина шару зернового матеріалу, вище якого починається зсув зерна), $z_{кр} = H - H_{кр}$. Де C_3 – невизначена константа інтегрування; H – поточна висота завантаженого самоскидного бункера, $H_{кр}$ критична висота завантаженого самоскидного бункера:

$$\mathcal{G} = \frac{\rho g \cdot \sin \alpha}{2\eta} \left(H - \frac{2\tau_0}{\rho g \cdot \sin \alpha} - z \right) \cdot z - \frac{\tau_0 z}{\eta}. \quad (10)$$

Середня швидкість потоку зернового матеріалу, що вивантажується із самоскидного бункера, визначається стандартним шляхом:

$$\mathcal{G}_{сер} = \frac{\int_0^{z_{кр}} \theta d_z}{z_{кр}} = \frac{\rho g \cdot \sin \alpha}{2\eta} (H - H_{кр}) \cdot \left[\frac{H - H_{кр}}{6} - \frac{\tau_0}{\rho g \cdot \sin \alpha} \right]. \quad (11)$$

Отримані значення середньої швидкості дозволяють наближено визначити при відомих τ_0 та η величини максимальних деформацій зернового матеріалу (зерна) у часі. Однак фактична деформація буде меншою, оскільки відповідає $\mathcal{G}_{сер}$ початку течії. З часом, цей процес затухає, оскільки зменшуються діючі сили й збільшується τ_0 та η , наприклад, за рахунок зачеплення зі стінками самоскидного бункера (злипання).

Середня швидкість зернового матеріалу, що вивантажується із самоскидного бункера, $\mathcal{G}_{сер}$ буде завжди більше нуля за умови, що член виразу

$$(11) \left[\frac{H - H_{кр}}{6} - \frac{\tau_0}{\rho g \cdot \sin \alpha} \right] > 0; \text{ тобто,}$$

$$\sin \alpha > \frac{6\tau_0}{\rho g \cdot (H - H_{кр})}. \quad (12)$$

Висота шару зернової суміші у лотку самоскидного бункера, за якої $\mathcal{G}_{сер} > 0$ тобто, зерновий матеріал вивантажується:

$$H > H_{кр} + \frac{6\tau_0}{\rho g \cdot \sin \alpha}. \quad (13)$$

Враховуючи (2), замість (13) маємо:

$$H > \frac{2\tau_0}{\rho g \cdot \sin 2\alpha} + \frac{6\tau_0}{\rho g \cdot \sin \alpha} = \frac{\tau_0(1 + 6 \cos \alpha)}{\rho g \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}, \quad (14)$$

$$H = H_{\min} = \frac{2\tau_0}{\rho g} \cdot \left(1 + \frac{6}{\sqrt{2}}\right). \quad (15)$$

Аналіз (15) показує, що у інтервалі $0 < \alpha < 45^\circ$ величина H спадає до найменшого значення. На проміжку $45^\circ < \alpha < 90^\circ$ величина H зростає від H_{\min} до нескінченності (рис.1).

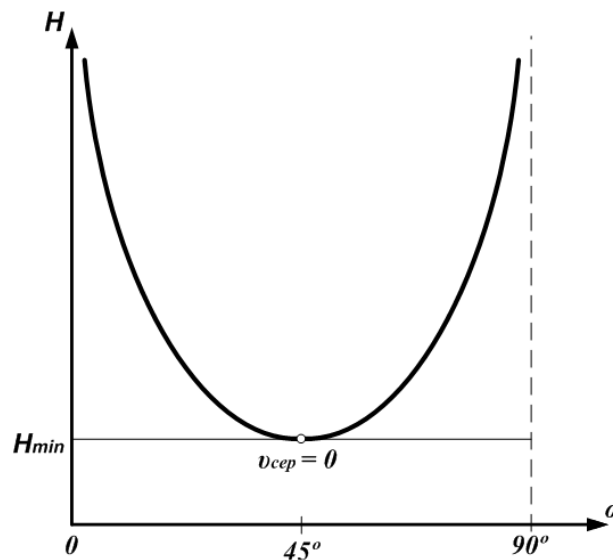


Рис. 1 – Залежність $H(\alpha)$ у межах в'язко-пластичної моделі середовища (зерна), за якої відбувається зсув (рух) зернової суміші по лотку самоскидного бункера.

Можна вважати рис. 1 діаграмою, яка визначає режими руху в'язко-пластичної зернової суміші з лотка самоскидного бункера.

Ширина випускного отвору – b , лотка самоскидного бункера збиральної машини чи комбайна (рис. 2), визначає умови нормального витікання суміші з нього, тобто без втрат. Для зв'язаної зернової суміші відома умова витікання

забезпечується, якщо радіус дуги (периметра) частини лотка, що контактує (обтікає) з зерном, – R_B більший від відносного радіуса отвору, через який зерновий матеріал почне пересипатися за край лотка – $R_{скл}$ або сумісний з ним, тобто виконується умова коли $R_B \gg R_{скл}$ [4]:

$$R_{скл} = \frac{\tau_0(1 + \sin \varphi)}{\rho g}, \quad (16)$$

де: φ – кут внутрішнього тертя. Якщо бункер нахилений під кутом α до горизонталі, тоді у формулі (16) слід здійснити заміну $g \rightarrow g \cdot \sin \alpha$; відтак,

$$R_{скл} = \frac{\tau_0(1 + \sin \varphi)}{\rho g \sin \alpha} \quad (17)$$

$$R_{\sigma} = \frac{a \cdot b}{2(a + b)} \quad (18)$$

де: b – ширина випускного отвору (рис. 2).

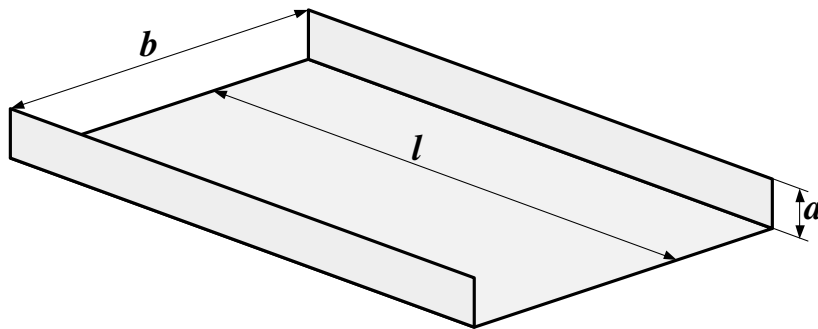


Рис. 2 – Схема кришки-лотка самоскидного бункера, через який витікає зернова суміш

Розглянемо умови рівності наведених виразів (17) і (18):

$$\frac{\tau_0(1 + \sin \varphi)}{\rho g \sin \alpha} = \frac{a \cdot b}{2(a + b)}, \quad (19)$$

за заданого b , одержимо розрахункову формулу висоти бортів кришки-лотка самоскидного бункера:

$$a = \frac{\tau_0 \cdot b \cdot k \cdot (1 + \sin \varphi)}{b \cdot \rho \cdot g \sin \alpha - 2\tau_0(1 + \sin \varphi)} \quad (20)$$

де k – коефіцієнт запасу ($k > 2$);

тоді як

$$\tau_0 \cdot b \cdot l = mg \sin \alpha, \quad (21)$$

звідки:

$$\tau_0 = \frac{mg \sin \alpha}{b \cdot l}, \quad (22)$$

На рисунках 3 і 4 відображені, відповідно, розрахункові залежності конструктивних параметрів, а саме, висоти бортів кришки-лотка – a та ширини лотка – b самоскидного бункера збиральної машини чи комбайна від φ – кута природного ухилу зернового матеріалу певної сільськогосподарської культури при різних значеннях об'ємної маси зерна – ρ , тобто, теоретично досліджена висота шару зернової суміші у лотку, за якої $Q_{сер} > 0$ тобто, зерновий матеріал вільно вивантажується.

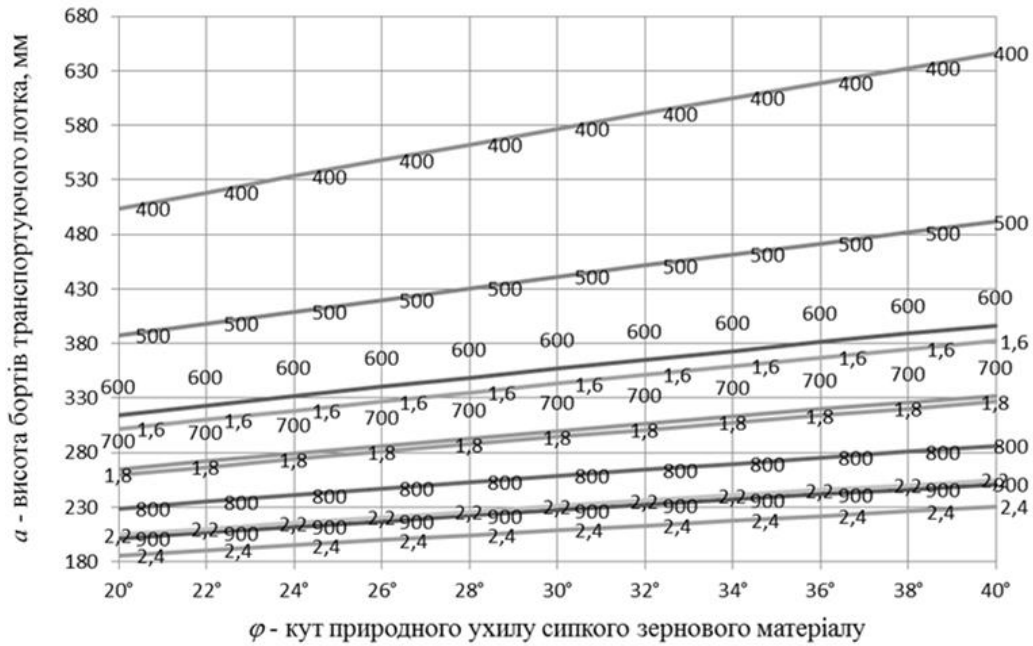


Рис. 3 – Графік залежності висоти бортів кришки-лотка – a від φ – кута природного ухилу сипкого матеріалу при різних значеннях об'ємної маси матеріалу – ρ та ширини лотка – b .

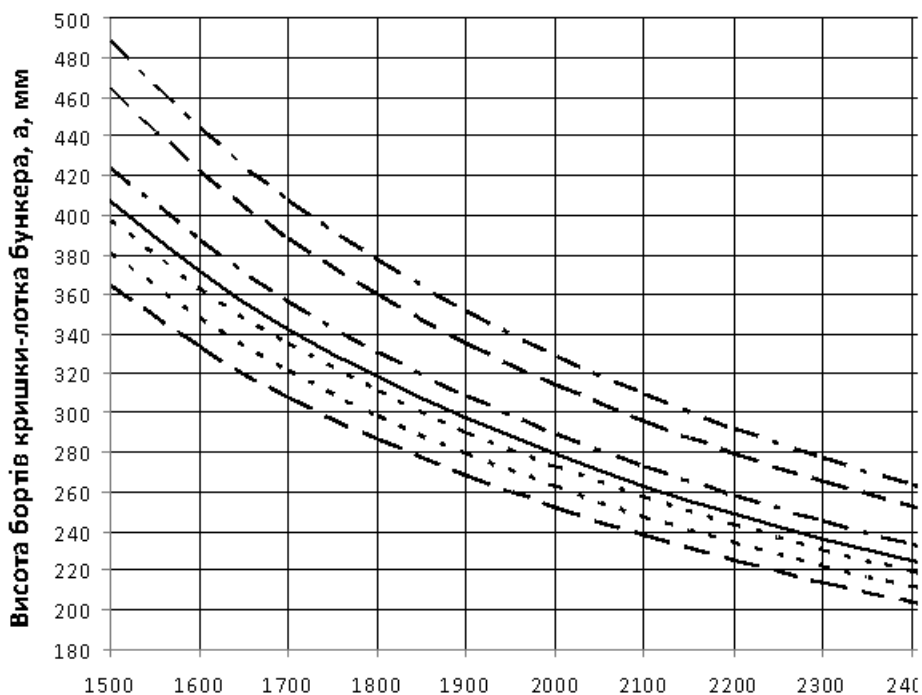


Рис. 4 – Графік залежності висоти бортів кришки-лотка – a від ширини лотка – b із врахуванням механіко-технологічних властивостей зернового матеріалу основних сільськогосподарських культур.

Як видно з побудованих графіків (рис. 4), висота бортів кришки-лотка самоскидного бункера має пряму (на даному діапазоні значень φ , майже лінійну) залежність від кута природного ухилу сипкого зернового матеріалу сільськогосподарських культур та зворотну від об'ємної маси та ширини транспортуючого лотка.

Висновки

1. Проведений динамічний аналіз руху зерна та розроблена математична модель руху зерна як в'язко-пластичної квазірідини. Визначено середню швидкість потоку зерна, що вивантажується із самоскидного бункера зернозбирального комбайна. Знайдено висоту шару зерна у лотку бункера, за якої при $\mathcal{G}_{сер} > 0$ зерно вивантажується.

2. На основі варіаційних методів визначена форма вивантажувального лотка, яка забезпечує швидкий і рівномірний сплив зерна з урахуванням сил тертя по шорсткій поверхні, а також при дії парусності зернової суміші. Встановлено, що парусність спричиняє незначний вплив і нею можна знехтувати. Отже, конструктивні параметри похилого лотка: ширина 2,1м, довжина 2,7м та висота бортів 0,4м.

Список використаних джерел

1. Обґрунтування параметрів і режимів роботи вивантажувальних пристроїв комбайнів: [монографія] / В.С. Ловейкін, В.І. Недовесов, Ю.В. Човнюк, Л.С. Шимко. – К. «Компрінт», 2012. – 251 с.
2. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів роботи самоскидного бункера зернозбирального комбайна. / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, Л.С. Шимко // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Технічні науки. – Харків: ХНТУСГ, 2012. – Вип. 123. «Механізація сільського господарства». – Т. I. – С. 211–217.
3. Смольский Б.М. Реодинамика и теплообмен нелинейно-вязкопластичных материалов / Смольский Б.М., Шульман З.П., Гориславцев В.М. – Минск: Наука и техника, 1970, - 448 с.
4. Ландау Л.Д. Теоретическая физика; изд. 4-е, / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. М.: Наука, 1988. – Т. VI. Гидродинамика. – 736 с.

Аннотация

**ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕЧЕНИЯ ЗЕРНОВОГО МАТЕРИАЛА
ВДОЛЬ ЛОТКА САМОСВАЛЬНОГО БУНКЕРА КОМБАЙНА В
ПРЕДЕЛАХ ВЯЗКО-ПЛАСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ**

Ловейкин В., Човнюк Ю., Шимко Л.

Проведенный динамический анализ движения зерна вдоль лотка самосвального бункера комбайна в пределах вязко-пластической модели. На основе вариационных методов разработана методика определения формы выгрузного лотка, которая обеспечивает минимально допустимое время выгрузки зерна из самосвального бункера комбайна без потерь.

Abstract

DYNAMIC ANALYSIS OF GRAIN MATERIAL FLOWING ALONG A TRAY OF A HARVESTER TIPPER WITHIN THE VISCO-PLASTIC MODEL.

V. Loveykin, Y. Chovnyuk, L. Shymko

The dynamic analysis of the motion along the grain silo tipper tray combine within the visco-plastic model. Based on variational methods developed methods of measuring shape of unloading tray, which provides the minimum time allowed unloading of grain from the combine hopper tipper lossless.

УДК 633.521:631.172

ЩІЛЬНІСТЬ СТРІЧКИ РОЗСТЕЛЕНОЇ ЛЬОНОСОЛОМИ І ІНСТРУМЕНТАЛЬНЕ ОЦІНЮВАННЯ ВОЛОКНА

Лімонт А.С., к.т.н., доц.

Житомирський національний агроекологічний університет

Досліджені міцність, гнучкість, метричний номер волокна і розрахункова добротність пряжі з трести росяного мочіння, одержаної за різної щільності стрічок розстеленої соломи. На підставі дисперсійного аналізу доведено вплив щільності стрічок на вказані показники якості волокна. З використанням кореляційного методу з'ясований характер зміни показників залежно від щільності стрічок соломи. Визначена кількісна зміна досліджуваних показників від щільності стрічок соломи при готуванні трести росяним мочінням.

Постановка задачі. Одним із шляхів поліпшення екологічності та зниження енергомосткості виробництва льону-довгунця є впровадження механізованих технологій збирання, за яких готування трести здійснюють росяним мочінням соломи. При цьому за дослідженнями низки науково-дослідних установ, навчальних закладів та виробничих колективів вихід і якість волокна у певній мірі залежать від щільності стрічки розстеленої соломи. Стрічки соломи тепер переважно формують льонозбиральними комбайнами [1]. В проблемі наукового забезпечення механізованого збирання льону-довгунця і готування трести залишилися нез'ясованими питання щодо інструментального оцінювання якості волокна, що одержане з трести росяного мочіння за різної щільності стрічок. У цій статті і передбачено з'ясувати деякі з питань цієї

проблеми.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Щільність стрічки соломи оцінюють кількістю стебел на 1 погонному метрі чи масою 1 погонного метра стрічки (кг/м) та масою розстеленої соломи в розрахунку на 1 гектар поля в кг/га або т/га.

Наукові дослідження і практика готування льонотрести росяним мочінням свідчать, що якісні і кількісні показники одержуваного при переробці трести волокна залежать від метеорологічних умов льонозбирального періоду. Ці умови характеризують кількістю дощових і погожих днів, їх чергуванням, кількістю опадів і роси та її тривалістю, температурою повітря і поверхні ґрунту, відносною вологістю повітря та дефіцитом вологості повітря. Якість льонової сировини оцінюють органолептично і інструментально. Ці методи оцінки волокнистої складової урожаю льону-довгунця не виключають один іншого і інструментальний метод доповнює та уточнює результати органолептичної оцінки.

За інструментального оцінювання волокна визначають його прядивні властивості, які характеризують міцністю, гнучкістю, метричним номером та розрахунковою добротністю пряжі. Такі показники вивчав В.Г. Дідора [2] за різних способів росяного мочіння соломи на льонищі. Дослідник оцінював ефективність обертання стрічки при вилежуванні соломи без трав'яного покриву та з підсівом пажитниці багаторічної і костриці лучної. Обертання стрічки і підсів трав покращували фізико-механічні властивості волокна, що призводило до підвищення розрахункової добротності пряжі на 0,3 та 2,6...2,8 і 4 км. В дослідженнях не вказана щільність стрічки розстеленої соломи, а міцність волокна змінювалася в межах 14,6...15,4 даН, його гнучкість і метричний номер відповідно в межах 39,0...52,3 мм та 321...458.

За спостереженнями багатьох дослідників підвищення щільності стрічок розстеленої соломи супроводжується недовилежуванням нижніх шарів соломи, не дивлячись на збільшення тривалості вилежування. За даними Н.П. Ляніної, Г.А. Тіхосової та І.В. Шудрик [3] за 10-добової тривалості вилежування міцність волокна становила 14,9 даН, за 20 діб – 13,4 даН, а за 30-добового вилежування – 7,8 даН. За дослідженнями Ів. Шулова і Ан. Шушкіна [4] волокно з недовилежаної трести мало більшу міцність, а прядивна здатність волокна погіршувалася. М.М. Боярченкова [5] вказує, що волокно з недовилежаної трести мало більшу міцність у порівнянні з нормально вилежаною трестю. Дослідження В. Макаєва, Р. Гілязетдінова і В. Шейченка [6] показали, що за різних календарних дат розстилання соломи та піднімання трести і відповідно тривалості вилежування, яка становила 24, 29 і 45 днів, розривне навантаження волокна та його гнучкість змінювалися в межах відповідно 16,76...21,90 даН і 21,00...50,33 мм.

За даними І.П. Карпця і В.С. Ліхман [7] із збільшенням норми розстилання соломи від 4,5...6,7 до 6,1...8,9 т/га міцність і гнучкість волокна зменшувалися відповідно від 19,7 до 18,7 кгс та від 55,8 до 54,5 мм. Дослідження Б.А. Доспехова [8] показали, що із збільшенням щільності розстеленої стрічки від 800...1000 до 5800...6000 стебел на 1 погонному метрі міцність і гнучкість волокна зменшуються. За дослідженнями Н.Г. Коренського

[9] із збільшенням норми розстилання соломи від 2,2...2,5 до 6,8...7,0 т/га міцність волокна зменшувалася від 21,6 до 18,6 кгс, а при збільшенні норми розстилання до 4,5...5,0 т/га гнучність і метричний номер волокна та розрахункова добротність пряжі не змінювалися.

З наведеного огляду та аналізу досліджень і публікацій з інструментального оцінювання якості волокна із трести росяного мочіння, одержаної з урахуванням щільності стрічок розстеленої соломи, впливає, що з'ясування відповідних якісних залежностей та можливих кількісних закономірностей зміни показників, які характеризують прядивні властивості волокна, вимагає подальших досліджень.

Мета дослідження. Мета дослідження полягала у підвищенні ефективності готування трести росяним мочінням льоносоломи, що розстелена в стрічку на льоновому полі за допомогою льонозбирального комбайна. Завдання дослідження: 1) оцінити метеорологічні умови періоду готування трести росяним мочінням в умовах регіону; 2) дослідити зміну міцності, гнучкості і метричного номера волокна та розрахункової добротності пряжі, одержаних з трести росяного мочіння, що приготовлена із соломи льону-довгунця, яка розстелена в стрічку різної щільності.

Об'єктом дослідження був технологічний процес готування льонотрести росяним мочінням з різною щільністю розстелених в стрічку стебел соломи. За оцінні показники якості технологічного процесу прийняті міцність, гнучкість і метричний номер волокна та розрахункова добротність пряжі, що одержували в результаті переробки трести. Щільність стрічки розстеленої соломи оцінювали за кількістю стебел на одному погонному метрі стрічки. Кількість стебел в стрічці змінювали в межах 500...4000 та 500...5000 шт./м. В день збирання льону-довгунця агрегатом у складі комбайна ЛК-4Т з одержаних комбайнових стрічок вручну формували дослідні стрічки визначеної щільності в с. Грозіно Коростенського району Житомирської області. Стрічки розстелювали на полі з трав'яним покривом під ними зі щільністю в середньому 967 г/м² за вологості трави 67,9%. Досліди проводили впродовж 1971...1973 рр. Першого року стрічки формували з виробничих посівів льону-довгунця сорту Світоч, а другого і третього – сорту Томський 10.

Інструментальне оцінювання чесаного волокна здійснено в технологічній лабораторії льону колишньої Житомирської державної обласної сільськогосподарської дослідної станції. Показники метеорологічних умов льонозбирального періоду, які оцінювали середньодобовою температурою повітря, максимальною температурою на поверхні ґрунту, середньодобовою відносною вологістю повітря та середньодобовим дефіцитом вологості повітря, вибирали з відповідних форм звітності Коростенської метеостанції. Обробка експериментальних даних здійснена на засадах математичної статистики [10, 11, 12, 13] та з використанням стандартних комп'ютерних програм.

Результати дослідження. В Поліссі України розстилання льоносоломи для готування трести росяним мочінням, її вилежування і піднімання за багаторічними спостереженнями розпочинають в липні і він триває впродовж серпня і вересня. Готування трести визначають метеорологічні умови

льонозбирального періоду. Розвиток мікроорганізмів, що зумовлюють росяне мочіння трести, відбувається найбільш ефективно за температури повітря в межах $+18...+20^{\circ}\text{C}$ та вологості середовища $60...80\%$ [6]. Емпіричні розподіли показників метеорологічних умов за серпень – вересень наведені на рис. 1. За відношеннями показників асиметрії і ексцесу до своїх середніх квадратичних відхилень відповідно $0,20...2,58$ і $0,52...3,34$ розподіли не істотно відхилялися від нормального [11]. З аналізу емпіричних розподілів, які наведені на рис. 1, випливає, що в роки досліджень метеорологічні умови були сприятливі для вилежування трести.

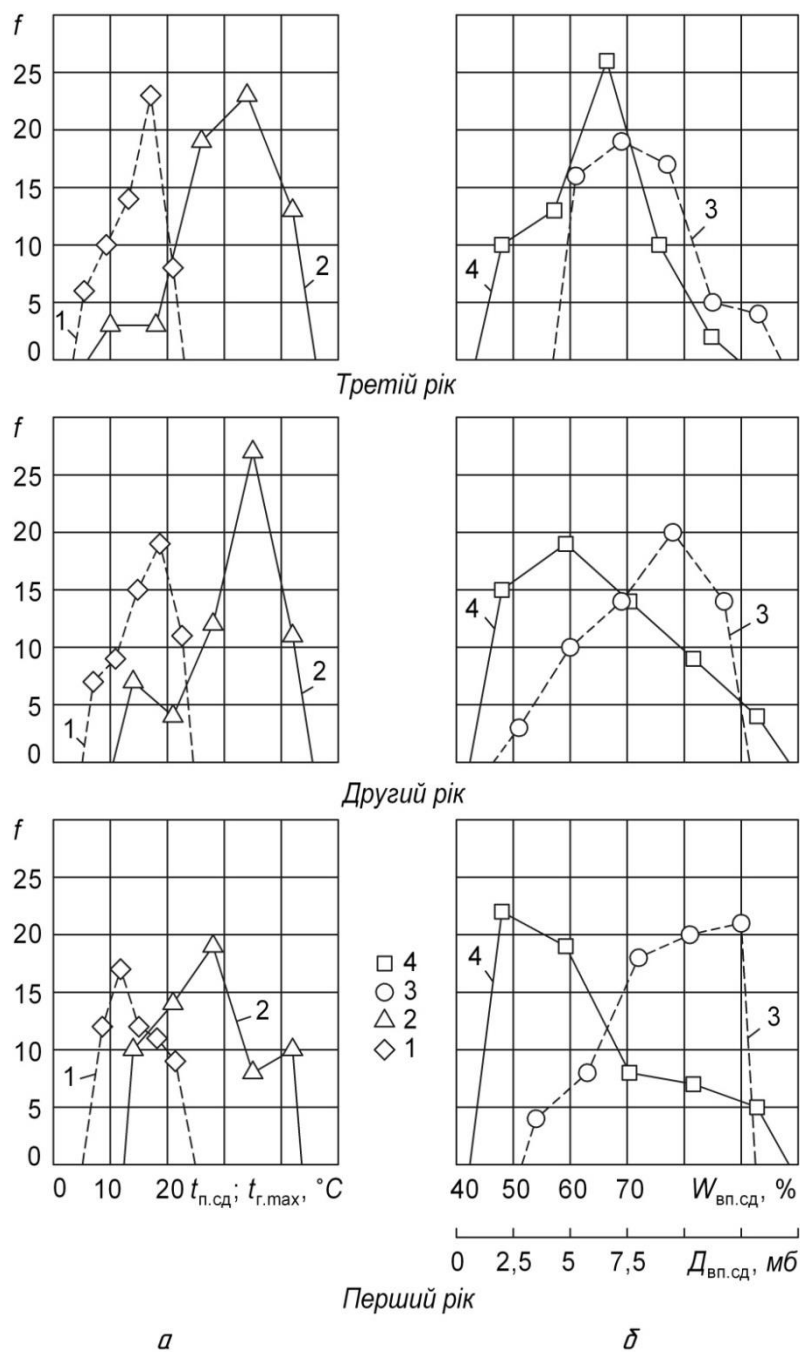


Рис. 1 – Полігони розподілів по роках досліджень (а) середньодобової температури повітря $t_{п.сд}$ (1) і максимальної температури на поверхні ґрунту $t_{г.мах}$ (2) та (б) середньодобової відносної вологості повітря $W_{вп.сд}$ (3) і середньодобового дефіциту вологості повітря $D_{вп.сд}$ (4)

Вплив щільності розстелених стрічок соломи на показники інструментального оцінювання якості волокна з'ясували з використанням дисперсійного аналізу. Результати цього аналізу наведені в таблиці, в якій навпроти відповідного оцінного показника якості волокна вказані у вигляді дробу значення F -критеріїв Фішера. У чисельнику представлені визначені фактичні F -критерії, а у знаменнику – табличні. Наведені табличні F -критерії взяті на рівні значущості 0,05 з урахуванням числа ступенів вільності чисельника (більшої дисперсії) і знаменника (меншої дисперсії). Числа ступенів вільності більшої і меншої дисперсії за роками досліджень становили: перший рік – 7 і 21, другий 9 і 27 і третій рік – 6 і 19. Якщо фактичний F -критерій більший табличного ($F_{\text{ф}} \geq F_{\text{т}}$), то нульова гіпотеза заперечується і порівнювані дисперсії істотно відмінні, що свідчить про значущість впливу щільності розстелених стрічок на відповідний показник якості волокна.

З таблиці видно, що з ймовірністю 0,95 можна стверджувати про значущість впливу щільності розстелених стрічок соломи на міцність і гнучкість волокна (перший рік досліджень), гнучкість та метричний номер волокна і розрахункову добротність пряжі (другий рік досліджень), міцність і метричний номер волокна (третій рік досліджень). За даними першого року досліджень щільність стрічок значущо впливає на варіювання метричного номера волокна і розрахункову добротність пряжі на рівні довірчої ймовірності 0,75, за якої при вказаних вище числах ступенів вільності табличний F -критерій дорівнює 1,42. За даними другого року досліджень щільність стрічок значущо впливає на міцність волокна на рівні довірчої ймовірності 0,75, за якої при визначених числах ступенів вільності табличний F -критерій дорівнює 1,37. І нарешті за даними третього року досліджень щільність стрічок на рівні довірчої ймовірності 0,90 значущо впливає на гнучкість волокна і розрахункову добротність пряжі, що підтверджується значенням табличного F -критерію 2,13, який визначений з урахуванням чисельних значень ступенів вільності більшої і меншої порівнюваних дисперсій [13].

За значеннями квадратів кореляційних відношень (таблиця) щільність стрічок визначає 26,1...56,6% варіації досліджуваних результативних ознак, що характеризують якісні показники волокна, які оцінюють інструментально. Для з'ясування можливих кількісних закономірностей зміни оцінних показників якості волокна залежно від щільності стрічок здійснили кореляційно-регресійний аналіз одержаних експериментальних даних. Результати розрахунків з визначення коефіцієнтів кореляції між оцінними показниками якості волокна і щільністю стрічок наведені в таблиці. З наведених даних видно, що між міцністю волокна і щільністю стрічок простежується додатний кореляційний зв'язок з коефіцієнтами кореляції, які змінюються в межах 0,156...0,451.

Між гнучкістю і метричним номером волокна та розрахунковою добротністю пряжі як результативними ознаками і факторіальною ознакою (щільністю розстелених стрічок соломи) виявлений від'ємний кореляційний зв'язок, що свідчить про зниження зазначених показників якості волокна із збільшенням товщини розстелених стрічок соломи. Експериментальні значення міцності, гнучкості і метричного номера волокна та розрахункової добротності

пряжі за роками досліджень залежно від щільності стрічок соломи наведені на рис. 2. Здійснено вирівнювання наведених експериментальних даних рівняннями прямих (рис. 2, а, б) та прямих і гіпербол (рис. 2, в, г).

Таблиця – 3'ясування зміни показників інструментального оцінювання якості волокна з трести росяного мочіння залежно від щільності розстелених стрічок льоносолами n_{cm} (шт./м)

| Оцінні показники якості волокна (результативні ознаки) | Середнє арифметичне значення (чисельник) та середнє квадратичне відхилення (знаменник) | Критерій Фішера фактичний F_{ϕ} (чисельник) та табличний F_{τ} (знаменник) | Квадрат кореляційного відношення | Коефіцієнт кореляції | Прогностична прямолінійна функція | R^2 -коефіцієнт |
|--|--|--|----------------------------------|----------------------|--|-------------------|
| Перший рік досліджень | | | | | | |
| Міцність $M_{\text{в}}$, Н | $\frac{18,8}{1,24}$ | $\frac{3,35}{2,48}$ | 0,484 | +0,451 | $M_{\text{в}} = 17,796 + 0,000457 n_{\text{см}}$ | 0,203 |
| Гнучність $G_{\text{в}}$, мм | $\frac{51,7}{3,38}$ | $\frac{4,87}{2,48}$ | 0,420 | -0,179 | $G_{\text{в}} = 51,825 - 0,0000499 n_{\text{см}}$ | 0,032 |
| Метричний номер $M_{\text{нв}}$ | $\frac{233}{14,9}$ | $\frac{1,71}{2,48}$ | 0,340 | -0,592 | $M_{\text{нв}} = 248,84 - 0,00721 n_{\text{см}}$ | 0,351 |
| Розрахункова добротність пряжі $P_{\text{дп}}$, км | $\frac{14,0}{0,33}$ | $\frac{1,57}{2,48}$ | 0,261 | -0,681 | $P_{\text{дп}} = 14,418 - 0,0001857 n_{\text{см}}$ | 0,464 |
| Другий рік досліджень | | | | | | |
| Міцність $M_{\text{в}}$, Н | $\frac{15,0}{1,20}$ | $\frac{1,61}{2,25}$ | 0,328 | +0,156 | $M_{\text{в}} = 14,66 + 0,0001236 n_{\text{см}}$ | 0,024 |
| Гнучність $G_{\text{в}}$, мм | $\frac{47,3}{2,10}$ | $\frac{3,33}{2,25}$ | 0,513 | -0,868 | $G_{\text{в}} = 50,61 - 0,0012 n_{\text{см}}$ | 0,753 |
| Метричний номер $M_{\text{нв}}$ | $\frac{239}{21,9}$ | $\frac{4,07}{2,25}$ | 0,566 | -0,661 | $M_{\text{нв}} = 265,60 - 0,0096 n_{\text{см}}$ | 0,437 |
| Розрахункова добротність пряжі $P_{\text{дп}}$, км | $\frac{12,9}{0,49}$ | $\frac{2,30}{2,25}$ | 0,432 | -0,671 | $P_{\text{дп}} = 13,52 - 0,0002182 n_{\text{см}}$ | 0,450 |
| Третій рік досліджень | | | | | | |
| Міцність $M_{\text{в}}$, Н | $\frac{33,0}{1,85}$ | $\frac{3,27}{2,66}$ | 0,513 | +0,186 | $M_{\text{в}} = 32,435 + 0,000262 n_{\text{см}}$ | 0,035 |
| Гнучність $G_{\text{в}}$, мм | $\frac{35,4}{3,18}$ | $\frac{2,60}{2,66}$ | 0,420 | -0,482 | $G_{\text{в}} = 37,953 - 0,00117 n_{\text{см}}$ | 0,232 |

| | | | | | | |
|--|---------------------|---------------------|-------|------------|-------------------------------------|-------|
| Метричний номер M_{H_B} | $\frac{228}{26,8}$ | $\frac{3,53}{2,66}$ | 0,504 | – 0,750 | $M_{H_B} = 261,051 - 0,0147 n_{CM}$ | 0,562 |
| Розрахункова добротність пряжі $P_{ДП}$, КМ | $\frac{15,1}{0,57}$ | $\frac{2,56}{2,66}$ | 0,444 | – 0,654 | $P_{ДП} = 15,75 - 0,0002822 n_{CM}$ | 0,428 |

Міру наближення апроксимуючих функцій до експериментальних даних оцінювали за R^2 -коефіцієнтом. В таблиці наведені рівняння відповідних прямих з визначеними R^2 -коефіцієнтами. За наведеними рівняннями побудовані прямі зміни відповідних показників якості волокна залежно від щільності розстелених стрічок соломи.

Тенденцію підвищення міцності волокна, що одержане з трести за різної кількості розстелених стебел на 1 погонному метрі стрічки, у міру збільшення щільності стрічок можна пояснити так. Спостереження за кольором стебел у верхніх і нижніх шарах стрічок свідчить, що під дією сонячних променів верхній шар стебел швидко втрачає темно-зелене і зелене забарвлення, набуваючи жовте і жовто-зелене [14], а наприкінці вилежування його колір стає темно- чи світлосірим попелястим, що до деякої міри характеризує завершення вилежування. У цей же час стебла нижніх шарів мали зеленуватий, деякі жовто-зелений, жовтий та бурий кольори зі всіма відтінками переходу, що є ознакою недовилежаності трести [5, 7, 14, 15, 16].

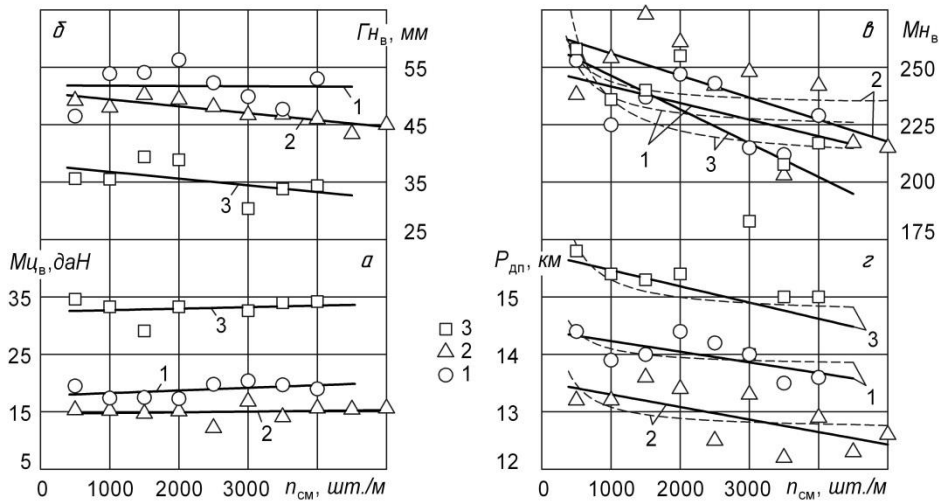


Рис. 2 – Зміна міцності M_{U_B} (а), гнучкості G_{H_B} (б) і метричного номера M_{H_B} (в) волокна та розрахункової доброти пряжі $P_{ДП}$ (г) залежно від щільності стрічок розстеленої соломи n_{CM} : 1, 2, 3 – дані відповідно першого, другого та третього року досліджень (суцільні лінії – апроксимація прямими; пунктирні – гіперболічними кривими)

За оцінками [3, 4, 5] та інших дослідників волокно, що одержують з недовилежаної трести, має підвищену міцність у порівнянні з волокном вилежаної. З рівнянь прямолінійної регресії, які наведені в таблиці, за чисельними значеннями кутових коефіцієнтів видно, що із збільшенням щільності розстелених стрічок соломи на 1000 стебел на одному погонному метрі, міцність волокна зростає на 0,12...0,45 даН, а гнучкість зменшується на 0,05...1,2 мм.

З таблиці видно, що за апроксимації експериментальних даних зміни

метричного номера волокна залежно від щільності стрічок соломи рівняннями прямих з від'ємним кутовим коефіцієнтом, при збільшенні щільності на 1000 стебел метричний номер зменшується за роками досліджень від 7 до 15 одиниць, а R^2 -коефіцієнт приймає значення в межах 0,351...0,526. Якщо ж зміну $M_{нв}$ залежно від $n_{см}$ прогнозувати за спадаючими рівняннями гіпербол, то R^2 -коефіцієнт приймає значення дещо менші у порівнянні з апроксимацією прямолінійними функціями. Гіперболічні рівняння досліджуваної зміни такі:

– за даними першого року досліджень

$$M_{нв} = 222,866 + 14362,8 / n_{см} \quad \text{при} \quad R^2 = 0,326; \quad (1)$$

– за даними другого року

$$M_{нв} = 232,97 + 10798,33 / n_{см} \quad \text{при} \quad R^2 = 0,074; \quad (2)$$

– за даними третього року досліджень

$$M_{нв} = 208,505 + 27695,49 / n_{см} \quad \text{при} \quad R^2 = 0,415. \quad (3)$$

За першими членами рівнянь (1...3), які є асимптотами відповідних гіпербол, простежується, що вони незначно відрізняються між собою. З графічної інтерпретації рівнянь (1...3), криві яких наведені на рис. 2 пунктирними лініями, видно, що асимптотичне зниження метричного номера волокна характерне у межах підвищення щільності розстелених стрічок соломи понад 2000 стебел на 1 погонному метрі.

Прогностичні прямолінійні рівняння з від'ємним кутовим коефіцієнтом зміни розрахункової добротності пряжі залежно від щільності розстелених стрічок соломи наведені в таблиці. У цій же таблиці стосовно кожного з рівнянь вказані значення R^2 -коефіцієнтів, що характеризують міру наближення експериментальних значень $P_{дп}$ до таких, що визначені за апроксимуючою прямолінійною функцією і змінюються в межах 0,404...0,450. Аналіз зміни експериментальних значень $P_{дп}$ залежно від $n_{см}$ вказує і на можливу зміну результативної ознаки залежно від факторіальної за криволінійною залежністю у вигляді спадаючої гіперболічної. Розраховані рівняння гіпербол мають вигляд:

– за даними першого року досліджень

$$P_{дп} = 13,793 + 305,069 / n_{см} \quad \text{при} \quad R^2 = 0,288, \quad (4)$$

– за даними другого року

$$P_{дп} = 12,691 + 390,062 / n_{см} \quad \text{при} \quad R^2 = 0,194, \quad (5)$$

– за даними третього року досліджень

$$P_{дп} = 14,690 + 609,877 / n_{см} \quad \text{при} \quad R^2 = 0,448. \quad (6)$$

Зі значень R^2 -коефіцієнтів видно, що залежно від року досліджень, краще наближення експериментальних значень $P_{дп}$ до її прогнозованої зміни відбувається в одних випадках за прямолінійними, а в інших – за гіперболічними функціями. За рівняннями (4...6) гіперболічних кривих асимптотичне зниження розрахункової добротності пряжі сягає 12,7...14,7 км за щільності стрічок, що

перевищує 2000 стебел на 1 погонному метрі (рис. 2, з).

Висновки. В льонозбиральний період, що припадає в основному на серпень – вересень, середньодобова температура повітря, максимальна температура на поверхні ґрунту, середньодобові відносна вологість повітря та дефіцит вологості повітря, як випадкові величини за показниками асиметрії і ексцесу можна вважати такими, що розподілені за нормальним законом. За визначеними параметрами емпіричних розподілів в роки досліджень метеорологічні умови сприяли вилежуванню трести. Статистичний зв'язок між міцністю волокна і щільністю стрічки розстеленої соломи характеризує додатний коефіцієнт кореляції, що змінюється від 0,156 до 0,451. Якісний зв'язок між гнучкістю і метричним номером волокна та розрахунковою добротністю пряжі як результативними ознаками і щільністю стрічок як факторіальною ознакою визначає від'ємний коефіцієнт кореляції, що стосовно досліджуваних результативних ознак приймає значення в межах від мінус 0,179 до мінус 0,868. У разі апроксимації зміни показників якості волокна залежно від щільності стрічок соломи рівняннями прямих з підвищенням щільності на 1000 стебел міцність волокна зростає на 0,12...0,45 даН, його гнучкість і метричний номер зменшуються відповідно на 0,05...1,2 мм і 7,2...14,7 одиниць, а розрахункова добротність пряжі зменшується на 0,18...0,28 км. При прогнозуванні зміни метричного номера волокна і розрахункової добротності пряжі залежно від щільності стрічок спадаючими гіперболами за значеннями їх асимптот уникнути надмірного зниження прядивних якостей волокна можна досягти за рахунок обмеження щільності стрічок соломи, що не перевищує 2000 стебел на 1 погонний метр стрічки. Виявлені закономірності варто враховувати при опрацюванні експлуатаційного і технологічного регламентів механізованого збирання льону-довгунця.

На нашу думку слід зосередити на з'ясуванні якісних залежностей та визначенні кількісних закономірностей, що характеризують зміну гнучкості волокна залежно від його міцності як показників оцінювання прядивних властивостей волокна.

Список використаних джерел

1. Афонин М.И. Высокоурожайный лен и комбайны / М.И. Афонин, Н.Г. Коренский // Лен и конопля. – 1969. – № 6. – С. 20 – 21.
2. Дідора В.Г. Агроекологічне обґрунтування технології виробництва продукції льону-довгунця в Полісся України: монографія / Дідора В.Г. – Житомир: Вид-во ДВНЗ «Держ. агроеколог. ун-т», 2008. – 411 с.
3. Ляніна Н.П. Підвищення якості лляної сировини в процесі розстилу / Н.П. Ляніна, Г.А. Тіхосова, І.В. Шудрик // Актуальні питання розвитку галузей льонарства та коноплярства: матеріали наук.-техніч. конф. молодих вчених (м. Глухів, 7 грудня 2006 р.). – Суми: «Ноте бене», 2007. – С. 83 – 85.
4. Шулов Ив. Опыты со стланьем льна / Ив. Шулов, Ан. Шушкин // Научно-агрономический журнал. – 1928. – № 3. – С. 171 – 180.

5. Боярченкова М.М. О комбайновой уборке льна / М.М. Боярченкова // Лен и конопля. – 1975. – № 9. – С. 25 – 26.
6. Макаев В. Приготування лляної трести способом розстилання на слищі / В. Макаєв, Р. Гілязетдінов, В. Шейченко // Техніка АПК. – 2005. – № 10 – 11. – С. 22 – 23.
7. Карпец И.П. Оборачивание ленты повышает качество тресты / И.П. Карпец, В.С. Лихман // Лен и конопля. – 1978. – № 8. – С. 14 – 15.
8. Доспехов Б.А. Изменение качества волокна при сушке и расстиле льна на льнищах / Б.А. Доспехов // Доклады Москов. ордена Ленина с.-х. акад. им. К.А. Тимирязева (ТСХА): биология и растениеводство. – 1960. – Вып. 59. – С. 91 – 97.
9. Коренский Н.Г. Исследование сушки, толщины расстила и переворачивания соломки при вылежке на льнище в условиях Белорусской ССР: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. с.-х. наук: спец. 06.538 «Растениеводство» / Н.Г. Коренский. – Жодино, 1967. – 27 с.
10. Герасимович А.И. Математическая статистика: [учеб. пособ. для инж.-техн. и экон. спец. вузов] / Герасимович А.И. – Минск: Вышэйш. шк., 1983. – 279 с.
11. Дмитриев Е.А. Математическая статистика в почвоведении: [учеб. пособ.] / Дмитриев Е.А. – М.: Изд-во Москов. ун-та, 1972. – 292 с.
12. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований): учеб. [для агрономических специальностей с.-х. вузов] / Доспехов Б.А. – М.: Колос, 1973. – 336 с.
13. Хикс Ч. Основные принципы планирования эксперимента / Хикс Ч.; пер. с англ. Т.И. Голиковой, Е.Г. Коваленко, Н.Г. Микешинной; под ред. В.В. Налимова. – М.: Мир, 1967. – 407 с.
14. Боярченкова М.М. Эффективность оборачивания тресты / М.М. Боярченкова, Н.Н. Быков // Лен и конопля. – 1972. – № 9. – С. 30 – 31.
15. Дударев Е.И. О расстиле свежесжатого льна / Е.И. Дударев // Лен и конопля. – 1959. – № 7. – С. 26 – 27.
16. Максимов Е.М. Механизированное приготовление и подъем льняной тресты / Е.М. Максимов, Н.Н. Быков, В.И. Соснов // Лен и конопля. – 1975. – № 8. – С. 27 – 28.

Аннотация

ПЛОТНОСТЬ ЛЕНТЫ РАЗОСТЛАННОЙ ЛЬНОСОЛОМЫ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВОЛОКНА

Лимонт А.

Исследованы прочность, гибкость, метрический номер волокна и расчетная добротность пряжи из тресты росяной мочки, полученной при различной плотности лент разостланной соломы. На основании дисперсионного анализа доказано влияние плотности лент на указанные показатели качества волокна. С использованием корреляционного метода

определен характер изменения показателей в зависимости от плотности лент соломы. Определено количественное изменение исследуемых показателей от плотности лент соломы при приготовлении тресты росяной мочкой

Abstract

THE DENSITY OF THE SPREAD FIBER STRAW BELT AND THE INSTRUMENTAL ASSESSMENT OF FIBER

A. Limont

The paper presents the investigation into the strength, flexibility, fiber metric count and calculated durability of yarn from dew point straw obtained under various densities of the spread straw belts. On the basis of the dispersion analysis the author proves the affects of belt density on the above indices of fiber quality.

УДК 631.331

ВИКОРИСТАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ СІВАЛКИ З ВІБРАЦІЙНО-ДИСКОВИМИ ВИСІВНИМИ АПАРАТАМИ ПРИ СІВБІ НАСІННЯ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР НА КІНЦЕВУ ГУСТОТУ

**Пастухов В.І., д.т.н., проф., Бакум М.В., к.т.н., проф.,
Кириченко Р.В., к.т.н., доц., Живолуп В.В., студ.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Наведені результати польових випробувань експериментальної сівалки з вібраційно-дисковими висівними апаратами при сівбі насіння овочевих культур на кінцеву густоту. Підтверджена працездатність висівного апарата, визначені показники рівномірності розподілу рослин по довжині рядка.

Постановка задачі. Підвищення врожайності сільськогосподарських культур в значній мірі обумовлюється ефективністю виконання всього комплексу технологічних операцій. У загальному комплексі технологічних операцій важливе місце займає сівба, адже своєчасність і якість її виконання суттєво впливають як на проростання насіння, так і на величину необхідних подальших витрат праці і коштів на вирощування врожаю.

Якщо для сівби сільськогосподарських культур з великими розмірами насіння це завдання в основному вирішено [1], то для дрібного насіння питання ще є відкритим, що пов'язане з особливостями самого насіння: розміри в межах 0,5...2,5 мм, складність форми насіння, погана сипкість, шершавість, схильність до склепоутворення та інші.

При вирощуванні так званої «рваної» розсади овочевих культур у маточниках важливо висівати насіння на мінімальній площі, але достатній для її вегетації на протязі строку до пікірування. Наприклад, на одну рослину капусти

білокачанної приходиться 10...12,5 см² площі живлення. Для цього при посіві з міжряддям 5 см відстань між рослинами у рядку повинна скласти 2...2,5 см. Збільшення відстані між рядками і рослинами у рядку призводить до розширення площі маточника, через що зростають затрати на його укривання, зрошення, більше залишається «вільного» місця для бур'янів.

Підвищення рівномірності висіву насіння овочевих культур зменшує необхідність проріджування сходів і тим самим знижує втрати насінневого матеріалу та працеемність вирощування розсади, а також вирощування овочів безрозсадним способом у відкритому ґрунті.

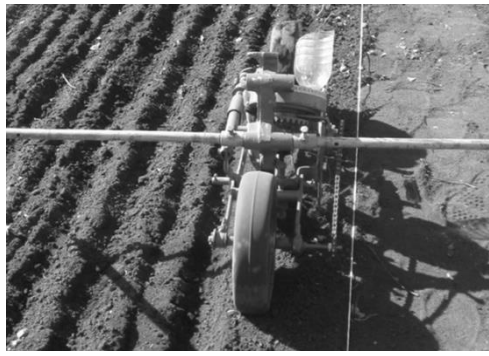
У теперішній час для сівби насіння овочевих культур в Україні розроблені і випускаються сівалки вітчизняного виробництва: ННЦ «ІМЕСГ» теплична сівалка СТ-1,5, науково-виробничої компанії «РОСТА» (м. Мелітополь), ВО «Агросервістрактор» (м. Дніпропетровськ) з пневмомеханічним висівним апаратом, «Клен» (м. Луганськ) з дозувальним пристроєм на базі мікропроцесорного управління та інші. Проте залишається перспективним напрямком підвищення рівномірності посіву насіння за рахунок створення та впровадження у виробництво нових конструкцій висівних апаратів [2], які забезпечують точний висів насіння сільськогосподарських культур, в тому числі і дрібного насіння овочевих культур.

На кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П. Василенка розроблений вібраційно-дисковий висівний апарат [3], який забезпечує на основі дозованої групової подачі насіння послідує формування неперервного однонасінневого потоку [4].

Мета досліджень. Провести польові випробування у виробничих умовах експериментальної сівалки з вібраційно-дисковим висівним апаратом на відповідність якісним показникам при сівбі насіння капусти для отримання розсади, томатів, цибулі-чорнушки та моркви.

Результати досліджень. При проведенні виробничих випробувань дослідного зразка сівалки з вібраційно-дисковим висівним апаратом перевіряли спроможність забезпечувати стійкий, якісний висів дрібного насіння овочевих культур з заданими нормами. Виробничі випробування виконували у відповідності з ОСТ – 70.5.1-82.

Експериментальним зразком сівалки з вібраційно-дисковим висівним апаратом в 2012 році висівали насіння: трьох гібридів капусти фірми «Syngenta» (Novator, Agressor, Adaptor) на розсаду, томатів фірми «РОСТА», цибулі чорнушки сорту «Золотиста» та моркви сорту Нантська-Харківська. Посів насіння капусти та томатів, для отримання розсади, виконували рядковим способом з міжряддям 5 см (рис. 1). Сівбу насіння цибулі та моркви для вирощування у відкритому ґрунті виконували рядковим способом з міжряддям 30 см.



а)



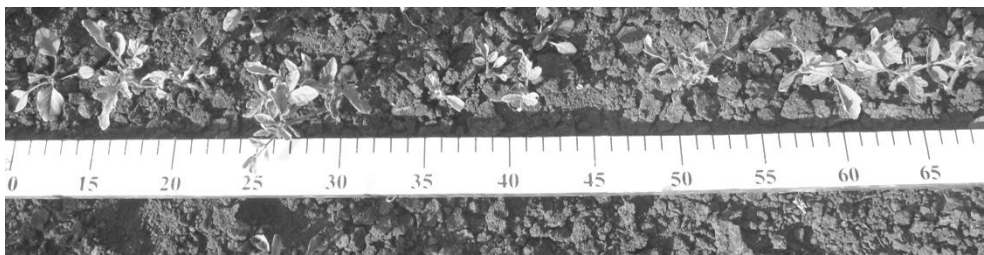
б)

Рис. 1 – Сівба насіння капусти експериментальною сівалкою з вібраційно-дисковим висівним апаратом: а) вид з спереду; б) вид з боку

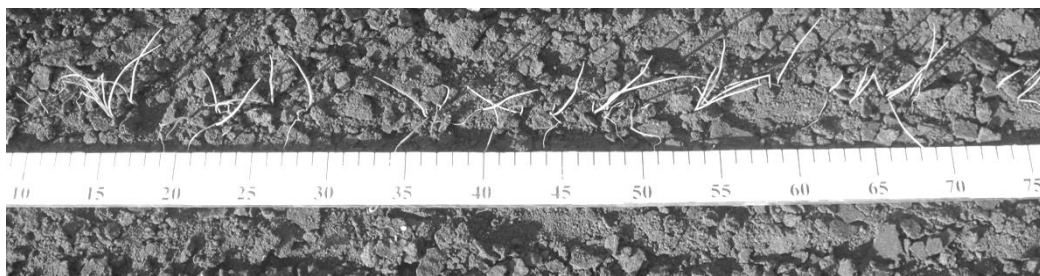
При виконанні польових випробувань на всіх ділянках визначали рівномірність сходів по довжині рядків. Рівномірність розподілу насіння капусти, томатів, цибулі-чорнушки та моркви вздовж рядка оцінювалась після появи сходів. Фрагменти сходів рослин насіння капусти, томатів, та моркви висіяної експериментальною сівалкою показані на рисунках 2. Результати обробки даних по визначенню рівномірності появи сходів по довжині рядків наведено на рисунку 3 та 4 і в таблиці 1 та 2.



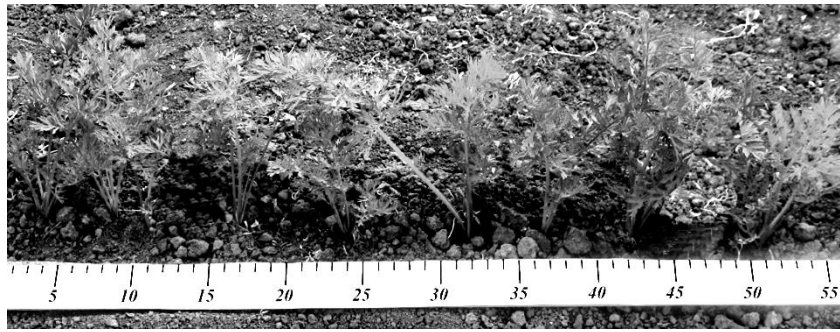
а)



б)

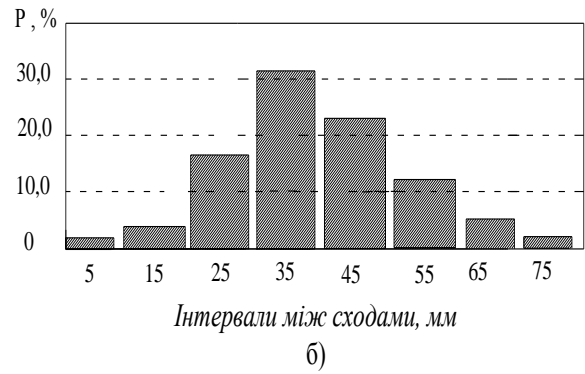
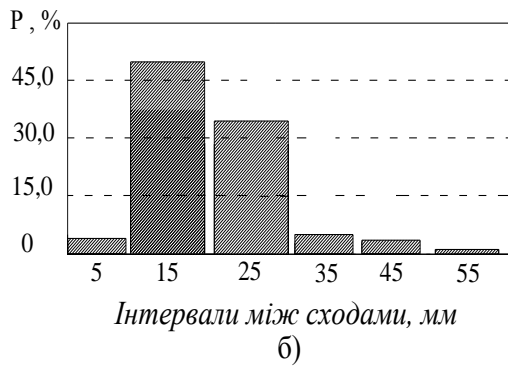
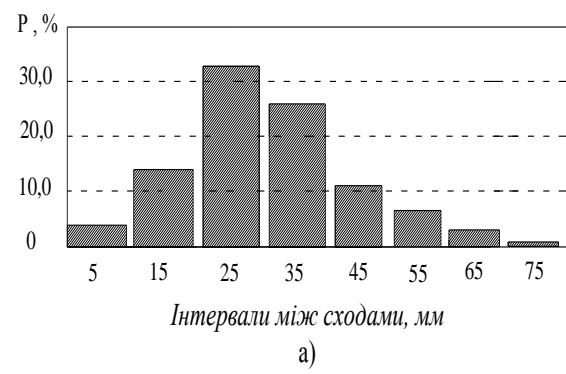
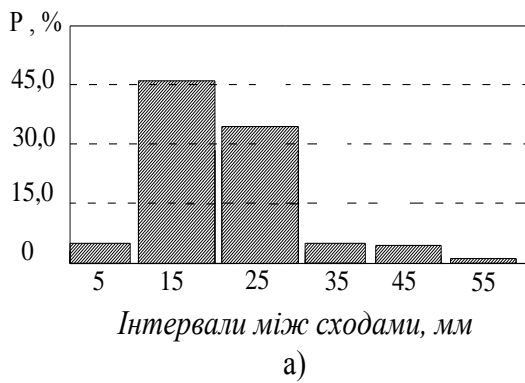


в)



г)

Рис. 2 – Фрагменти сходів при сівбі вібраційно-дисковим висівним апаратом експериментальної сівалки: а) капусти; б) томатів; в) цибулі-чорнушки; г) моркви



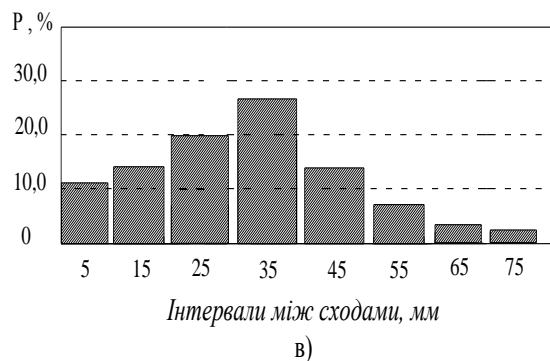
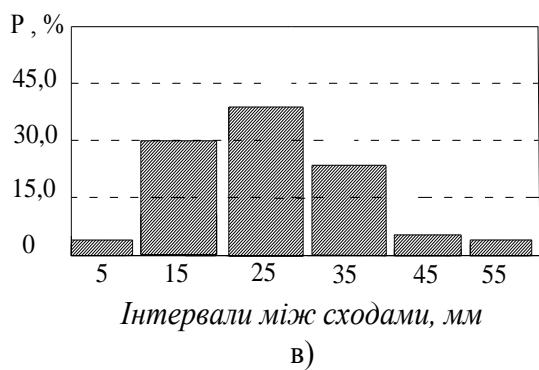


Рис. 3 – Гістограми розподілу інтервалів між сходами по довжині рядка при сівбі насіння гібридів капусти на розсаду: а) «Novator»; б) «Adaptor»; в) «Agressor»

Рис. 4 – Гістограми розподілу інтервалів між сходами по довжині рядка при сівбі насіння: а) томатів фірми «РОСТА»; б) цибулі-чорнушки сорту «Золотиста»; в) моркви сорту Нантська-Харківська

Аналіз результатів досліджень вимірювань розподілення рослин по довжині рядків показав, що при висіві насіння капусти на розсаду нормою 40...50 шт/п.м сходів з інтервалом від 10 до 30 мм. на ділянках, засіяних експериментальною сівалкою гібридом «Novator» з'явилось більше 82 %, гібридом «Agressor» - 69,5 %, а гібридом «Adaptor» - 85 %. Сходів капусти з інтервалами від 0 до 10 мм для усіх досліджуваних гібридів менше 7 %.

Слід зазначити, що на ділянках засіяних вібраційно-дисковим висівним апаратом сходів з інтервалами більшими 40 мм отримано менше 6 %. Це забезпечило коефіцієнт варіації розподілу інтервалів між сходами капусти на ділянках засіяних експериментальною сівалкою 42...44 %.

Таблиця 1 – Результати польових випробувань при сівбі насіння капусти на розсаду

| Показники | | Гібрид капусти | | |
|--------------------------------------|---|----------------|---------|----------|
| | | Novator | Adaptor | Agressor |
| Норма висіву | шт/п.м | 50 | 50 | 40 |
| Розподілення рослин по довжині рядка | Середня відстань між рослинами \bar{x} , мм | 20,81 | 20,33 | 25,14 |
| | Середнє квадратичне відхилення σ , мм | 9,13 | 8,70 | 10,55 |
| | Коефіцієнт варіації V , % | 43,87 | 42,81 | 41,96 |

Таблиця 2 – Результати польових випробувань при сівбі насіння томатів, цибулі-чорнушки та моркви

| Показники | Насіння |
|-----------|---------|
|-----------|---------|

| | | Томати | Цибуля-чорнушка | Морква |
|--------------------------------------|---|--------|-----------------|--------|
| Норма висіву | шт/п.м | 33 | 25 | 30 |
| Розподілення рослин по довжині рядка | Середня відстань між рослинами \bar{x} , мм | 30,34 | 39,83 | 32,64 |
| | Середнє квадратичне відхилення σ , мм | 13,73 | 15,08 | 17,86 |
| | Коефіцієнт варіації V , % | 45,24 | 37,87 | 54,71 |

При сівбі насіння томатів нормою 33 шт/п.м середня відстань між рослинами встановила 30,3 мм, а коефіцієнт варіації - 45,2 %; насіння цибулі-чорнушки нормою 25 шт/п.м середня відстань між рослинами – 39,8 мм, а коефіцієнт варіації – 37,9 %; насіння моркви нормою 30 шт/п.м ці показники дорівнювали 32,6 мм і 54,7 %, відповідно.

Під час посіву експериментальна сівалка з вібраційно-дисковим висівним апаратом забезпечила надійну роботу і сталий висів насіння різних овочевих культур.

Висновки. Виробничими польовими випробуваннями встановлено, що експериментальний вібраційно-дисковий апарат забезпечує якісний і сталий висів насіння:

- капусти при вирощуванні її на розсаду в польових умовах з нормою 40...50 шт/п.м. при рядковій сівбі з міжряддям 5 см;
- томатів, цибулі та моркви з нормою 25...33 шт/п.м. при рядковій сівбі з міжряддям 30 см на кінцеву густоту.

Список використаних джерел

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. Ковалю. – К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с.
2. Сільськогосподарські машини. 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.
3. Пат. 37998 Україна, МПК А 01 С7/00. Висівний вібраційно-дисковий апарат / П.М. Заїка, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко. - № 200802501; заявл.
4. Заїка П.М. Характеристики руху тіла насіння сферичної форми у вібраційному висівному апараті / П.М. Заїка, Р.В. Кириченко, Ю.О. Манчинський // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вибрації в техніці та технологіях». – 2006. – № 1 (43). – С. 44–48.

Анотація

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ СЕЯЛКИ С
ВИБРАЦИОННО-ДИСКОВЫМИ ВЫСЕВАЮЩИМИ АППАРАТАМИ
ПРИ ПОСЕВЕ СЕМЯН ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР
НА КОНЕЧНУЮ ГУСТОТУ**

Пастухов В.И., Бакум Н.В, Кириченко Р.В., Живолуп В.В.

Приведены результаты полевых исследований экспериментальной сеялки с вибрационно-дисковыми высевающими аппаратами при посеве семян овощных культур на конечную густоту. Подтверждена работоспособность высевающего аппарата, определены показатели равномерности распределения растений вдоль рядка.

Abstract

**USE OF EXPERIMENTAL SEЯЛКИ WITH OSCILLATION-DISK
SEEDMETERS AT SOWING OF SEED OF VEGETABLE CULTURES
ON EVENTUAL DENSITY**

V. Pastukhov, M. Bakum, R. Kyrychenko, V. Gyvolup

Results over of the field researches of experimental seedmeters are brought with oscillation-disk seedmeters at sowing of seed of vegetable cultures on eventual density.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗСІЮВАННЯ КОМПОНЕНТІВ НАСІННЄВИХ СУМІШЕЙ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР У СУПУТНЬОМУ ПОВІТРЯНОМУ ПОТОЦІ

Бакум М.В. к.т.н. проф., Крекот М.М. асист.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Наведені результати досліджень розсіювання насінневих матеріалів овочевих культур з однаковими коефіцієнтами вітрильності у супутньому повітряному потоці.

Постановка задачі. Повітряні канали зерноочисних машин широко використовуються для відокремлення легких домішок від основного матеріалу чим покращуються умови роботи решітних робочих органів. В переважній більшості сепарувальні канали зерноочисних машин розміщуються вертикально, повітряний потік в них спрямовується знизу вгору, а вихідний матеріал подається в канал збоку або зверху. Процес розділення вихідного матеріалу в таких каналах відбувається у зустрічному повітряному потоці. Такі повітряні очистки компактні, але забезпечують розділення насінневих сумішей лише на дві фракції, що не дозволяє їх ефективно використовувати на сортуванні насінневих матеріалів [1]. Нахилені повітряні канали на нижній стінці мають декілька приймачів продуктів розділення що дозволяє розділяти (сортувати) на декілька фракцій. Крім того, у розробленому на кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П.Василенка пневматичному сепараторі з нахиленим каналом [2] напрям переміщуваного матеріалу і напрям повітряного потоку співпадають, тобто розділення насінневого матеріалу відбувається у супутньому повітряному потоці. Особливості сортування насінневих сумішей у таких сепарувальних каналах досліджені недостатньо.

Мета роботи. Дослідити можливість сортування насінневих матеріалів з однаковими коефіцієнтами вітрильності у нахиленому повітряному каналі з нерівномірним повітряним потоком по його висоті.

Результати досліджень. На частки матеріалу які потрапляють в нахилений повітряний канал діють сила тяжіння і сила опору повітряному потоку, які визначають траєкторію їх руху. При нерівномірному повітряному потоці по висоті каналу співвідношення цих сил змінюється. При цьому у верхній частині дія сили опору повітряного потоку повинна перевищувати дію сили тяжіння щоб забезпечити більш інтенсивне переміщення часток із зони завантаження. Чим інтенсивніше виконується цей процес тим більшої продуктивності можна досягти. В нижній частині повітряного каналу співвідношення дії цих сил вирівнюється що дозволяє більш повно проявитись особливостям аеродинамічних властивостей кожного компонента.

Для оцінки характеру впливу швидкості повітряного потоку на поведінку

часток різної вітрильності в нахиленому повітряному каналі були проведені наступні експериментальні дослідження.

Для досліджень із насіння сільськогосподарських культур на парусному класифікаторі відібрані проби насіння які мають однаковий коефіцієнт вітрильності (однакові швидкості витання). Дослідження проводилися з пробами компоненти яких мали коефіцієнти вітрильності 0,28; 0,31; 3,0; 4,6. Дві перші проби характерні для повноцінного насіння овочевих культур, а дві останні для легких домішок та щуплого насіння овочевих культур, які при комбайновому збиранні складають значну долю насінневих сумішей. При дослідженні кожний компонент завантажувався в бункер пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом та нерівномірним повітряним потоком по висоті каналу, еюра зміни швидкостей яких нахилена відносно повздовжньої осі каналу під кутом $\delta=4,23^\circ$. Середня швидкість повітряного потоку в каналі змінювалась ступінчасто: $V_1=3,9$; $V_2=5,5$; $V_3=7,1$; $V_4=8,8$ м/с.

Дослідження проводилися з кожною пробою окремо послідовно на кожній швидкості повітряного потоку в каналі. Результати переміщення часток по довжині каналу оцінювали зважуванням вмісту кожного приймача сепаратора, тобто визначалася частота класу який обмежувався довжиною нижньої стінки каналу з якої матеріал надходив до відповідного приймача. Так як з технологічних міркувань довжина відрізка каналу з якої матеріал надходив в приймач прийнята неоднаковою, то для об'єктивної оцінки дальність переміщення часток вздовж каналу визначалась щільністю кожного класу [3].

При дослідженнях завантаження проби матеріалу в повітряний канал виконувалось із живильника з постійною подачею для кожного компонента. Повітряний канал встановлювався під кутом 45° до горизонту, а дальність переміщення визначалася по нижній стінці каналу в якій встановлювалися приймачі продуктів розділення. Переміщення визначалося від точки перетину вертикальної лінії, проведеної з місця завантаження матеріалу в канал, до його нижньої стінки (рис. 1).

Результати дослідження впливу швидкості повітряного потоку на розсіювання часток з різною вітрильністю по довжині сепарувального каналу наведені на рис. 2.

Аналіз результатів розсіювання часток матеріалу з коефіцієнтом вітрильності $k=0,28$ показує що із збільшенням швидкості повітряного потоку в каналі переміщення часток по довжині каналу зростає. Так при середній швидкості повітряного потоку 3,9 м/с всі компоненти з коефіцієнтом вітрильності $k=0,28$ виділилися в перший приймач. При швидкості 5,5 м/с лише незначна частина матеріалу (0,73%) потрапляє до другого приймача. При швидкості 7,1 м/с компоненти матеріалу розсіюються на довжину каналу від 0 до 1,23 м. При цьому основна частина матеріалу (82,11%) надходить до першого приймача. При швидкості 8,8 м/с характер розсіювання часточок змінюється і основна частина матеріалу (69,78%) виділяється до другого приймача, а в перший приймач потрапляє лише 28,15% матеріалу. При більшій швидкості повітряного потоку (10,6 м/с) в перший приймач виділяється лише 1,49% від маси вихідного матеріалу, а основна його частина (87,31%) потрапляє

до другого приймача. Часточки матеріалу розсіюються до третього і навіть до четвертого приймачів відповідно 8,55 і 2,65%. Найбільше розсіювання часточок з коефіцієнтом вітрильності $k=0,28$ спостерігається при середній швидкості повітряного потоку в каналі 10,6 м/с. При цьому переважна частина матеріалу все ж таки потрапила до одного (другого) приймача. Аналогічний характер розсіювання має матеріал з коефіцієнтом вітрильності $k=0,31$. Разом з тим слід зазначити що зміна середньої швидкості повітряного потоку більш суттєво впливає на зміну величини розсіювання часток матеріалу. Також слід відмітити що при більших значеннях швидкості повітряного потоку в каналі матеріал у перший приймач майже не виділювався, а його кількість у третьому і четвертому приймачах суттєво зросла. Часточки матеріалу з високими коефіцієнтами вітрильності $k=3,0-4,6$ навіть при малих швидкостях повітряного потоку в каналі розсіювалися майже по всіх приймачах. Це пояснюється тим що ці матеріали складаються з часток які мають "неправильну" форму (плоска, видовжена) і у нерівномірному повітряному потоці їх аеродинамічні властивості проявилися більш повно. При великих швидкостях повітряного потоку частки матеріалу майже повністю переміщувалися вздовж всього сепарувального каналу і виділялися до останнього приймача продуктів розділення.

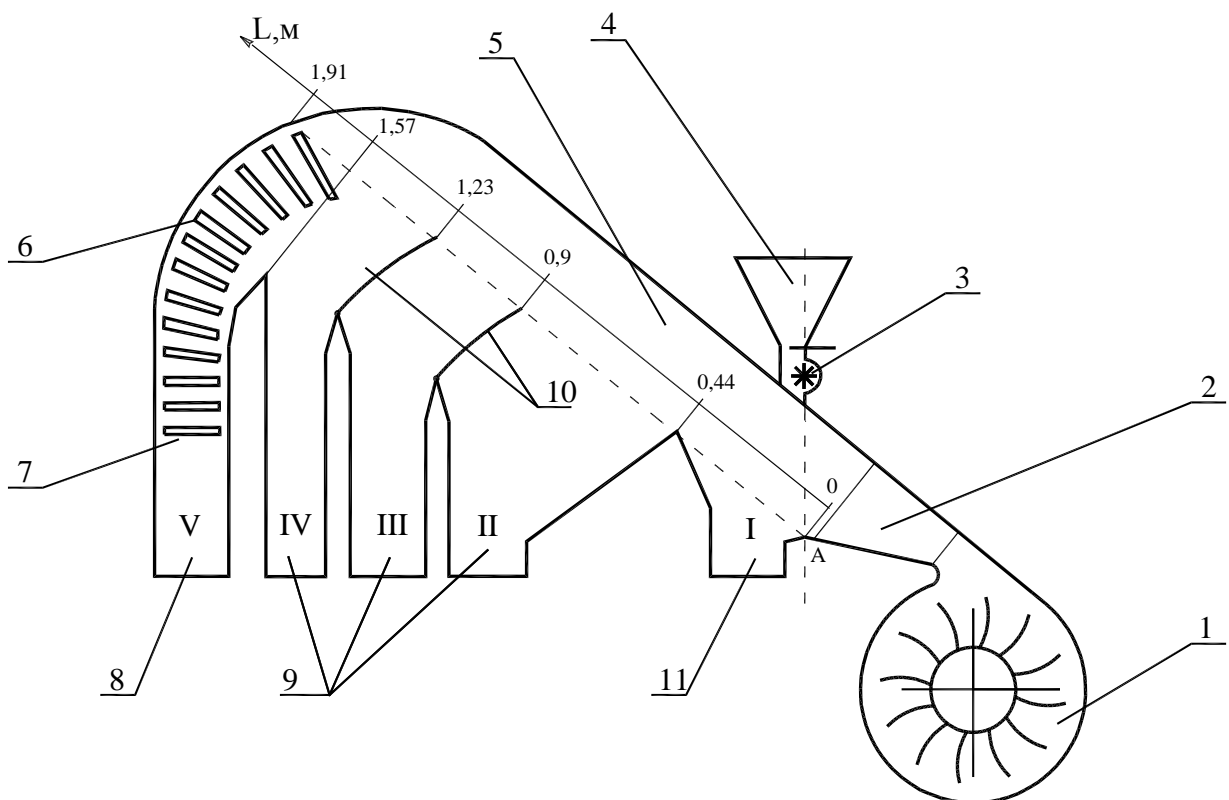


Рис.1 – Схема лабораторної установки для дослідження розсіювання часток матеріалу у нахиленому повітряному каналі: 1 – вентилятор; 2 – проставка; 3 – живильний пристрій; 4 – бункер; 5 – сепарувальна камера; 6 – інерційний пиловідокремлювач; 7 – осаджувальна камера; 8, 9, 11 – приймачі продуктів розділення; 10 – заслінка

| № ПРИЙМАЧА | $k_1=0,28$ | | | | | $k_2=0,31$ | | | | | $k_3=3,00$ | | | | | $k_4=4,60$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------------|------------|----|-----|----|---|------------|----|-----|----|---|------------|----|-----|----|---|------------|----|-----|----|---|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|
| | I | II | III | IV | V | I | II | III | IV | V | I | II | III | IV | V | I | II | III | IV | V | | | | | | | | | | | | | | | |
| $V_1=3,9 м/с$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 100 | | | | | 100 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 80 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 60 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 40 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $V_2=5,5 м/с$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 100 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 80 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 60 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 40 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $V_3=7,1 м/с$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 100 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 80 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 60 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 40 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $V_4=8,8 м/с$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 100 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 80 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 60 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 40 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $V_5=10,6 м/с$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 100 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 80 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 60 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 40 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Довжина каналу L, м | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Рис. 2 – Вплив швидкості повітряного потоку на розсіювання часток з різним коефіцієнтом вітривальності по довжині нахиленого сепарувального каналу: V – середня швидкість повітряного потоку в каналі; k – коефіцієнт вітривальності часток матеріалу; P – частота клауу

Висновки

1. Дослідження проведені з матеріалом відсортованим за аеродинамічними властивостями у нахиленому сепарувальному каналі з нерівномірним повітряним потоком по його висоті показали можливість розсіювання часточок матеріалу по довжині цього каналу. При цьому величина розсіювання матеріалу з малими коефіцієнтами вітрильності збільшується із збільшенням середньої швидкості повітряного потоку в каналі, а матеріалу з великим коефіцієнтом вітрильності при малих швидкостях повітряного потоку, а при великих відбувається їх транспортування по довжині каналу.

2. На величину розсіювання суттєво впливає форма частки. Часточки з кулястою формою з однаковим коефіцієнтом вітрильності мають незначне розсіювання в супутніх повітряних потоках нахилених повітряних каналів. Частки з "неправильною" формою з однаковим коефіцієнтом вітрильності в супутніх повітряних потоках розсіюються більш інтенсивно тому ці матеріали можна ефективно сортувати в таких пневматичних сепараторах.

Список використаних джерел

1. Клєнин Н. И., Сакун В. А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины – М.: Колос, 1994 р. – 751с.
2. Патент № 51675 Україна, МПК (2009) В07В4/00. Пневматичний сепаратор / Бакум М.В.,Крекот М.М.-№ 201001264; опубл. 26.07.2010,Бюл. №14.– 4 с.
3. Гортинский В.В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях / В.В. Гортинский, А.Б. Демский, М.А. Борискин. – М.: Колос, 1980. – 304 с.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ РАССЕЙВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР В СОПУТСТВУЮЩЕМ ВОЗДУШНОМ ПОТОКЕ

Бакум Н.В., Крекот Н.Н.

Приведены результаты исследований рассеивания семенных материалов овощных культур с одинаковым коэффициентом парусности в сопутствующем воздушном потоке.

Abstract

THE STUDY OF DISPERSION COMPONENTS OF SEED MIXTURES OF VEGETABLE CROPS IN THE ACCOMPANYING AIR FLOW

N. Bakum, N. Krekot

The results of studies of seed dispersal materials of vegetable crops at the same rate in the accompanying sail air flow.

ВІБРОСЕПАРАЦІЯ НАСІННЯ ТОМАТІВ

Михайлов А.Д., к.т.н., доцент

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Наведені результати експериментальних досліджень доочищення та сортування насіння томатів на вібраційній насіннеочисній машині.

Постановка проблеми. У теперішній час конструювання та розробка серійного виробництва нових високопродуктивних і високоефективних зерноочисних машин та обладнання для післязбиральної обробки насінневих сумішей овочевих культур, в тому числі томатів, не в повній мірі задовольняє потребам підприємств агропромислового комплексу України.

Якість насіння томатів, яке отримують господарства, не завжди достатньо високе як за вмістом насіння основної культури (наявності насіння важковідокремлюваних бур'янів та інших домішок) так і за схожістю (травмованого, щуплого, недорозвиненого, дрібного, несхожого насіння).

Тому розробка нових засобів механізації для очищення та сортування насіння томатів має важливе значення і є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Насіння бур'янів та домішки погіршують якість посівного матеріалу томатів, ускладнюють його зберігання. Це пояснюється тим, що у більшості випадків насіння бур'янів та інші домішки мають вологість на 30-35% вищу ніж насіння основної культури [1 - 3].

Несвоєчасне і неякісне очищення насінневого матеріалу призводить до підвищення його вологості, самозігрівання, пліснявіння, погіршення посівних та сортових якостей.

Післязбиральна обробка насіння томатів являє собою комплекс взаємозалежних операцій, в результаті виконання яких забезпечується тривале зберігання насіння і підвищення його якості до такого рівня, при якому воно може бути використане відразу або через якийсь час на насінневі цілі. Обробка насіння забезпечує високий технологічний ефект у тому випадку, коли всі операції виконуються у визначеній послідовності і своєчасно.

Раціональне поставлене виробництво насіння може забезпечити збільшення врожайності томатів.

У зв'язку з цим, особлива увага надається розробці прогресивних енергозберігаючих та ресурсозберігаючих технологій збирання, післязбиральної обробці, зберіганню насіння та створенню для цього сучасних машин і обладнання.

Підготовка високоякісного насіння томатів здійснюється при використанні різних технологій його післязбиральної обробки. Для отримання насіння з високими посівними показниками використовують потокові, універсальні, прогресивні та інші технології обробки насіння. Але треба

відмітити, що на зерноочисних машинах, які використовуються при сепарації насінневих сумішей за вказаними технологіями, не завжди є можливість отримати високоякісне насіння основної культури.

Доочищення та сортування насіння томатів здійснюється за різними ознаками розділення: аеродинамічними властивостями, розмірними характеристиками, щільністю, стану поверхні, формі та іншим ознакам. Суттєвим недоліком зерноочисних машин, які сепарують насінневу суміш за вказаними ознаками розділення, є низька якість насіння, невелика їх продуктивність, труднощі в інтенсифікації процесу сепарації. Низька технологічна ефективність цих машин зумовлена ще тим, що принцип сепарації виконується на підставі тільки окремих властивостей розділення компонентів насінневих сумішей.

Харківським національним технічним університетом сільського господарства імені Петра Василенка на кафедрі сільськогосподарських машин розроблено сімейство вібраційних насіннеочисних машин, які найшли у сільському господарстві широке використання при сепарації важковідокремлюваних насінневих сумішей різних овочевих культур, у тому числі насіння томатів.

Технологічний процес вібросепарації насіння на фрикційних неперфорованих поверхнях цих машин ґрунтується на розділенні компонентів насінневих сумішей за комплексом фізико - механічних властивостей (фрикційними властивостями, пружності і формі насіння).

Мета досліджень. Дослідити можливість доочищення насіння томатів від важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок з одночасним сортуванням насіння основної культури.

Результати досліджень. Післязбиральна обробка насіння томатів спричиняє певні труднощі у зв'язку з потраплянням у насіння основної культури важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок. Це насіння: ромашки непахучої, березки польової, проса курячого, гречишки, марі білої та багатьох інших [3 - 8].

Значну частину вороху можна очистити на існуючих зерноочисних лініях, що включають повітряно - решітно - трієрні зерноочисні машини та спеціальних зерноочисних машинах. Але втрати насіння томатів у відхід ще достатньо великі. Тому необхідне проводити пошук нових способів та засобів очищення і сортування, які могли б доповнити існуючі потокові лінії по сепарації насіння томатів з метою підвищення його якості та максимального зменшення втрат насіння основної культури у відхід.

Дослідження варіаційних кривих розподілення значень граничних кутів підйому насіння томатів, насіння бур'янів та домішок показали на можливість їх розділення на фрикційній неперфорованій робочій поверхні вібраційної насіннеочисної машини.

У таблиці 1 наведені результати експериментальних досліджень доочищення та сортування насіння томатів на вібраційній насіннеочисній машині.

Таблиця 1 – Результати доочищення та сортування насіння томатів на вібраційній насіннесоочисній машині

| Найменування показників | Вихідна суміш | Фракції насіння (приймальники) | | | | | | | | |
|---|---------------|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|
| | | I | II | III | IV | V | VI | VII | VIII | IX |
| Розподілення насіння по фракціях, % | 100,0 | 11,8 | 31,2 | 23,9 | 8,4 | 6,5 | 4,3 | 2,1 | 1,1 | 0,7 |
| Розподілення суміші зростаючим підсумком, % | 100,0 | 11,8 | 43,0 | 76,9 | 85,3 | 91,8 | 96,1 | 98,2 | 99,3 | 100,0 |
| Вміст насіння основної культури, % | 91,0 | 98,0 | 99,0 | 98,0 | 98,0 | 98,0 | 71,0 | 39,0 | 23,0 | 12,0 |
| Наявність насіння бур'янів та домішок, % | 9,0 | 2,0 | 1,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 29,0 | 61,0 | 77,0 | 88,0 |
| Маса 1000 штук насінин, г | 1,52 | 2,38 | 2,26 | 2,07 | 2,03 | 1,94 | 1,06 | 0,97 | 0,63 | 0,44 |
| Схожість, % | 69,0 | 86,0 | 86,0 | 84,0 | 82,0 | 81,0 | 62,0 | 47,0 | 38,0 | 26,0 |
| Енергія проростання, % | 61,0 | 82,0 | 81,0 | 80,0 | 78,0 | 75,0 | 54,0 | 41,0 | 32,0 | 21,0 |
| Якість насіння | Некон. | Конд. | Конд. | Конд. | Конд. | Конд. | Некон. | Некон. | Некон. | Некон. |

Конструктивно – кінематичні параметри вібраційної насіннесоочисної машини були наступними: поздовжній кут нахилу робочої поверхні – 5,1°, поперечний – 2,0°, амплітуда коливань робочого органу – 1,2мм, частота коливань – 1750 кол./хв., кут спрямованості коливань – 32,0°, продуктивність машини при установці однієї робочої поверхні, облицьованою брезентом складала 4,1 кг/год.

Згідно з Державним стандартом України [7,8] насіння томатів повинно відповідати наступним посівним показникам: сортова чистота – 98,0%; вміст насіння основної культури – 98,0%; вміст насіння інших культурних рослин – 0,2%; вміст насіння бур'янів – 0,1%; схожість – 80,0%; вологість – 11,0%.

Вихідне насіння томатів було некондиційним, тому що у насінневій суміші містилося 9,0% насіння бур'янів та домішок. Схожість насіння

дорівнювалась: 69,0%; енергія проростання – 61,0%; маса 1000 штук насінин – 1,52г.

В результаті доочищення з одночасним сортуванням насіння томатів на вібраційній насіннеочисній машині (таблиця 1) встановлено, що в першій – другий приймальники потрапило 43,0% насіння, яке за вмістом насіння основної культури, відповідно, перевищило вихідне насіння на 7,0 і 8,0%, за схожістю насіння (86,0%) відповідало вимогам державного стандарту України [7,8].

Маса 1000 штук насіння збільшилась, у порівнянні з вихідним насінням, відповідно, на 0,86 і 0,82г.

У третій приймальник потрапило насіння томатів яке за вмістом насіння основної культури перевищило вихідну суміш на 7,0%.

Схожість та енергія проростання, у порівнянні з вихідним насінням, підвищились на 15,0 і 19,0%, маса 1000 штук насінин – на 0,45г.

Вміст насіння основної культури в четвертому – п'ятому приймальниках достатньо високий і дорівнюється 98,0%, при порівняно низькому вмісту насіння основної культури у вихідній суміші – 91,0%.

Схожість насіння цих приймальників підвищилась, у порівнянні з вихідним насінням, відповідно, на 13,0 і 12,0%, а енергія проростання на – 17,0 і 14,0%.

Маса 1000 штук насінин більше маси 1000 штук насінин вихідної суміші, відповідно, на 0,51 і 0,42г.

В шостий - дев'ятий приймальники потрапило насіння томатів з меншою схожістю (26,0 - 62,0%), ніж у вихідній суміші (69,0%); вміст насіння основної культури дорівнюється 12,0 - 71,0%; маса 1000 штук насінин зменшилась на 0,80 - 0,46г.

Висновки

Аналіз технологій, ознак розділення компонентів насінневих сумішей, зерноочисних машин та іншого обладнання, які використовуються для очищення та сортування насіння томатів не забезпечують повною мірою потреби підприємств агропромислового комплексу у посівному матеріалі з високими посівними якостями навіть при багаторазових пропусках насіння через робочі органи зерноочисних машин загального та спеціального призначення.

Результати експериментальних досліджень показали, що на вібраційній насіннеочисній машині за один пропуск є можливість доводити насіння томатів до високих посівних кондицій при продуктивності машини 125кг/год., вихід кондиційного насіння до 92,0%.

Одночасно з очищенням насіння томатів на вібраційній насіннеочисній машині виконується і його сортування, яке полягає в перерозподіленні насіння по фракціях залежно від схожості, енергії проростання, маси 1000 штук насінин та інших показників якості. У відхід разом з насінням бур'янів, насінням інших культурних рослин та домішками виділяється біологічно менш повноцінне,

травмоване, щупле, недорозвинене насіння основної культури. Таким чином, є можливість значно підвищити такі важливі посівні якості насіння як схожість на 12,0 - 17,0%, енергію проростання на 14,0 - 21,0%, масу 1000 штук насінин на 0,42 - 0,76г.

Сепарація посівного матеріалу на вібраційній насіннеочисній машині з виділенням для посіву добре виконаного, повноцінного насіння забезпечує підвищення польової схожості, більш інтенсивний розвиток рослин та підвищення урожаю томатів.

Список використаних джерел

1. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини - К.: Урожай, 1994. - 446 с.
2. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські та меліоративні машини - К.: Вища освіта, 2004. - 554 с.
3. Заїка П.М., Мазнев Г.Е. Сепарация семян по комплексу физико - механических свойств. - М.: Колос, 1978. - 287с.
4. Заїка П.М. Вибрационные семяочистительные машины и устройства - МИИСП, 1981. - 141 с.
5. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин т.3, розділ 7. Очистка і сортування насіння - Харків: Око, 2006. - 407 с.
6. Заїка П.М., Бакум М.В., Михайлов А.Д. Вібраційна насіннеочисна машина для доочищення насіння сільськогосподарських культур Журнал Пропозиція. № 6, 2005. с. 102.
7. ДСТУ 2240-93. Насіння сільськогосподарських культур. Технічні умови - К.: Держстандарт України, 1994. - 73 с.
8. Національний стандарт України. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості. ДСТУ 4138-2002 - К.: 2003. - 173 с.

Аннотація

ВИБРОСЕПАРАЦІЯ СЕМ'ЯН ТОМАТОВ

Михайлов А.

Приведены результаты экспериментальных исследований доочистки и сортирования семян томатов на вибрационной семяочистительной машине.

Abstract

VIBRATION SEPARATION TOMATO SEEDS

A. Mikhailov

The results of experimental researches of doochistki and sorting of seed are resulted tomato oscillation semyaochistitel'noy machine.

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

**Заїка П.М., д.т.н., проф., Бакум М.В., к.т.н. проф., Крекот М.М., асист.,
Абдуєв М.М., к.т.н. доц., Вотченко О.С., доц., Винокуров Е.М., ст.,
Компанієць Г.В., ст.**

*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 цибулі з великим вмістом легких домішок.

Постановка задачі. Одним із основних факторів отримання овочів низької собівартості є використання високоякісного посівного матеріалу. При механізованому обмолочуванні насінників цибулі в основну фракцію виділяється як повноцінне так і недозріле насіння основної культури, а також значна кількість коробочок суцвіть часточок стебел мінеральних домішок різного фракційного складу та насіння бур'янів. Такий матеріал має низьку сипкість 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. Основні задачі які вирішують такі очисники є відокремлення легких домішок. Широке використання їх на виробництві підтверджує ефективність на попередньому очищенні насінневих сумішей зернових культур [1]. Дрібнонасінні 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 [2, 3]. Результатами лабораторних і виробничих досліджень підтверджено його ефективність на очищенні і сортуванні овочевих культур [4, 5]. Використання розробленого пневматичного сепаратора в якості машини для попереднього

очищення досліджені ще недостатньо.

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 в якості машини попереднього очищення насінневих сумішей овочевих культур з великим вмістом легких домішок.

Результати дослідження. Насіння цибулі сорту Глобус першої репродукції вирощене на дослідному полі дослідного господарства ІОБ НААНУ після обмолоту насінників не відповідало вимогам до якості посівного матеріалу із-за вмісту великої кількості домішок і насіння бур'янів.

Згідно ДСТУ 7160-2010 в кондиційному посівному матеріалі цибулі 1-2 репродукції, вміст насіння основної культури повинен бути не меншим 98%, насіння інших культурних рослин не більше 0,2% і насіння бур'янів не більше 0,2%. Схожість насіння основної культури повинна бути не нижчою 70%.

Вміст насіння основної культури у вихідному матеріалі становив 50,95%, легких домішок (подрібнені стебла та суцвіття) – 38,32%, мінеральних домішок (грудочки ґрунту, пісок та пил) 10,45%, насіння бур'янів – 0,28%, в тому числі шириці звичайної 2163 шт/кг, проса курячого 1 шт/кг, гірчака льонового 13 шт/кг, гречишки березковидної 10 шт/кг, мишію сизого 25 шт/кг, та 1641 шт/кг інших бур'янів. Насіння основної культури мало такі посівні якості: маса 1000 насінин 2,43 г, енергія проростання 36,08%, а схожість 52,08%.

Насіннева суміш цибулі сорту Глобус першої репродукції очищувалась на пневматичному сепараторі з нахиленим повітряним каналом, який призначений для очищення і сортування насіння овочевих культур.

Виробничі випробування сепаратора проводились при таких установочних і кінематичних параметрах: кут нахилу повітряного каналу до горизонту – 45°; ширина каналу 160 мм; середня швидкість повітряного потоку в каналі – 6 м/с; горизонтальні поворотні пластини проставки встановлені таким чином, щоб створювався нерівномірний по висоті каналу повітряний потік: більш інтенсивний у верхній частині каналу ($V=6,6$ м/с) і помірніший в нижній частині ($V=5,4$ м/с), а вертикальними пластинами забезпечувався рівномірний повітряний потік по ширині сепарувального каналу; подача вихідного матеріалу в повітряний канал становила в середньому 49 кг/год.дм.

Результати виробничих випробувань модернізованого пневматичного сепаратора приведені в таблиці 1.

Аналіз результатів сепарації показує, що в перший приймач виділилось 27,69 кг матеріалу, що становить 44,65% від маси вихідної суміші. Вміст насіння основної культури цієї фракції становить 93,32%, що на 4,68% менший вимог стандарту на посівний кондиційний матеріал. Насіння основної культури в цю фракцію виділилось з найвищими посівними якостями: маса 1000 насінин 3,94 г, що на 1,51 г вища насіння вихідного матеріалу. Його енергія проростання вища на 23,58%, а схожість на 35,92% і становлять , відповідно, 59,66% і 88,00%, що вище вимог стандарту. Домішки в першій фракції склали 6,34% від її маси, причому 1,35% становили легкі домішки а решту домішок 4,99% становили мінеральні домішки. Вміст насіння бур'янів у цій фракції

склав 0,34%, в тому числі щиріці звичайної 2539 шт/кг, гірчака льонового 108 шт/кг, гречишки березковидної 54 шт/кг, мишію сизого 108 шт/кг, та 116 шт/кг інших бур'янів.

Таблиця 1 – Результати сепарації насіння цибулі сорту Глобус на модернізованому пневматичному сепараторові з нахиленим повітряним каналом

| Показники | Вихідний матеріал | Фракції | | | |
|---------------------------------------|-------------------|---------|-------|-------|-------|
| | | I | II | III | IV-V |
| Розподіл матеріалу за фракціями, кг % | 62 | 27,69 | 2,52 | 10,77 | 21,02 |
| | 100 | 44,65 | 4,07 | 17,37 | 33,91 |
| Вміст насіння основної культури, % | 50,95 | 93,32 | 62,61 | 12,42 | 4,77 |
| Маса 1000 насінин цибулі, г | 2,43 | 3,94 | 2,81 | 1,28 | 0,97 |
| Енергія проростання насіння цибулі, % | 36,08 | 59,66 | 59,00 | 34,33 | 3,16 |
| Схожість насіння цибулі, % | 52,08 | 88,00 | 79,33 | 42,00 | 6,67 |
| Вміст легких домішок, % | 38,32 | 1,35 | 25,19 | 63,01 | 81,79 |
| Вміст насіння бур'янів, всього, % | 0,28 | 0,34 | 0,79 | 0,32 | 0,14 |
| в тому числі, шт./кг: | | | | | |
| щиріці звичайної | 2163 | 2539 | 4029 | 3283 | 1112 |
| гірчака льонового | 13 | 108 | 69 | - | 55 |
| гречишки березковидної | 10 | 54 | 69 | 89 | 55 |
| проса курячого | 1 | - | 139 | - | - |
| мишію сизого | 25 | 108 | 486 | 355 | 111 |
| інших бур'янів | 1641 | 116 | 973 | 2501 | 355 |
| Вміст грудочок ґрунту, % | 10,45 | 4,99 | 11,41 | 24,25 | 13,30 |

До другого приймача виділилось 2,52 кг насінневого матеріалу (4,07% від маси вихідної суміші). Вміст насіння основної культури в цій фракції становить 62,61%, що на 11,60% вище ніж у вихідному матеріалові, але на 35,39% менший вимог стандарту. Маса 1000 насінин цибулі цієї фракції 2,81 г, що на 0,38 г вища маси насіння вихідного матеріалу, але на 1,13 г менша насіння першої фракції. Енергія проростання і схожість цибулі цієї фракції теж вищі ніж у насіння вихідного матеріалу, відповідно, на 22,92 і 27,25%, і становлять, 59,00% і 79,33%, що нижче ніж у першій фракції, але вище вимог стандарту. Домішки у другому приймачеві становлять 36,60%. З них 25,19%, від маси другої фракції, були подрібнені стебла і суцвіття, а 11,41% - грудочки ґрунту. Вміст насіння бур'янів в цій фракції найбільший 0,79% від маси фракції. В цю фракцію виділилося найбільше насіння щиріці звичайної 4029 шт/кг і мишію сизого 486 шт/кг, а також все просо куряче 139 шт/кг. Вміст насіння гірчака льонового склав 69 шт/кг, гречишки березковидної 69 шт/кг, інших бур'янів 973 шт/кг.

До третього приймача виділилося 10,77 кг матеріалу, що становить 17,37% від маси вихідної суміші. За всіма показниками насіннєвий матеріал цієї фракції не відповідає вимогам стандарту. Насіння основної культури в ньому 12,42%, що на 38,53% менше ніж у вихідному матеріалі. Маса 1000 насінин цієї фракції 1,28 г, енергія проростання і схожість насіння цибулі відповідно, 34,33 і 42,00%. За всіма показниками насіння основної культури цієї фракції поступалось насінню цибулі, що виділилось у першу і другу фракції. У третій фракції значно збільшився вміст легких домішок до 63,01%, а грудочок ґрунту виділилося найбільше (24,50% від маси фракції). Вміст насіння бур'янів цієї фракції склав 0,32%, в тому числі: щиріці звичайної 3283 шт/кг, мишію сизого 355 шт/кг, а також найбільше (89 шт/кг) гречишки березковидної і 2501 шт/кг інших бур'янів. Насіння гірчака льонового і проса курячого в цій фракції відсутнє.

Найлегші компоненти вихідного матеріалу виділилися до четвертого і п'ятого приймачів. Сумарна маса цих фракцій 21,02 кг що становить 33,91% від маси вихідного матеріалу. Більшу частину цих фракцій становлять легкі домішки – 81,79% і грудочки ґрунту 13,30% від сумарної маси об'єднаних фракцій. Слід зазначити, що насіння цибулі в ці фракції відсортувалось, за посівними якостями, найгірше. Його маса 1000 насінин лише 0,97 г, а енергія проростання і схожість відповідно 3,16 і 6,67%, що значно нижче вимог стандарту. Насіння бур'янів в цю фракцію виділилося найменше (всього 0,14%), в тому числі щиріці звичайної 1112 шт/кг, гірчака льонового 55 шт/кг, гречишки березковидної 55 шт/кг, мишію сизого 111 шт/кг, та 355 шт/кг інших бур'янів.

Висновки

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

2. За один пропуск насіннєвої суміші цибулі масою 62 кг яка не відповідала вимогам ДСТУ 7160-2010 можна отримати з перших двох приймачів 30,21 кг матеріалу (48,77% від маси вихідного матеріалу) посівні властивості насіння основної культури якого будуть відповідати вимогам стандарту. Маса 1000 насінин цих фракцій 3,85 г, а енергія проростання і схожість насіння цибулі, відповідно, 59,61 і 87,28%. Матеріал перших двох фракцій містить 11,78% легких домішок, 0,78% мінеральних домішок, і 0,54% насіння бур'янів, що перевищує вимоги стандарту. Подальше очищення цих фракцій доцільно проводити на решетних сепараторах, так як ці домішки відрізняються від насіння цибулі за розмірами. З матеріалу третього приймача у випадку гострої необхідності можна виділити до 12,42% насіння основної культури з невисокими посівними властивостями. Матеріал четвертого і п'ятого приймачів містить велику кількість домішок 95,09%, а насіння цибулі (4,77% від маси фракції) має дуже низькі посівні властивості. Подальше очищення четвертого і п'ятого приймачів виконувати недоцільно.

Список використаних джерел

1. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины / И.Е. Кожуховский. – М: Машиностроение, 1974. – 200 с.
2. Патент № 51675 Україна, МПК (2009) В07В4/00. Пневматичний сепаратор / Бакум М.В., Крекот М.М. - № 201001264; опубл. 26.07.2010, Бюл. № 14. – 4 с.
3. Деклараційний патент на винахід №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.
4. 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.
5. 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.

Аннотація

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

Заика П., Бакум Н., Крекот Н., Абдуєв М., Вотченко А., Винокуров Е., Компаниец А.

Приведены результаты производственных испытаний модернизированного пневматического сепаратора с регулируемой шириной сепарирующего канала на предварительной очистке семенных смесей лука с большим количеством легких примесей

Abstract

THE RESULTS OF FIELD TESTS OF THE MODERNIZED AIR SEPARATOR FOR PRETREATMENT OF SEED MIXTURES OF VEGETABLES

P. Zaika, N. Bakum, N. Krekot, M. Abduev, A. Votchenko, E. Vinokurov, A. Kompaniets

The results of field tests of the modernized air separator with adjustable width separating channel to pre-treatment of seed mixtures of onions with lots of light impurities

РЕЗУЛЬТАТИ ПОРІВНЯЛЬНИХ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СПОСОБІВ СІВБИ НАСІННЯ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР

Бакум М.В. к.т.н. проф., Ящук Д.А. асист.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Наведені результати польових досліджень впливу різних способів сівби на польову схожість, урожайність та якість вирощеної овочевої продукції.

Постановка задачі. Основною задачею овочівництва України є нарощування об'ємів виробництва товарної продукції високої якості, широкого асортименту та зменшення собівартості вирощування. Одним із шляхів підвищення врожайності овочевих культур є забезпечення дружніх сходів, рівномірно розміщених по поверхні поля.

Однією з особливостей більшості овочевих культур є великий період проростання їх насіння. Тому особливо у засушливі роки отримання якісних, дружніх сходів без використання зрошення при посіві традиційним способом проблематично. Тому розробка альтернативних способів висіву насіння спроможних забезпечити якісні сходи і є актуальною задачею для овочівників України.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Насіння овочевих культур висівається рядковим способом за допомогою овочевих сівалок типу СО – 4,2, СОН – 4,2, Lemken «Сапфір» та інших. Такі сівалки забезпечують висів насіння заданої норми на гектар з певною рівномірністю вздовж рядка, що є достатнім для висіву насіння «пучкових» овочевих культур [1].

Для пунктирного (точного) висіву насіння широко використовується пневмо – механічні сівалки вітчизняного виробництва: СУПО – 8, «Веста 6», «Клен», а також зарубіжні сівалки: Gaspardo «Olimpia», «Orietta» та інші. Ці сівалки у сприятливих умовах спроможні виконувати посів на кінцеву густоту [2].

При сприятливих умовах в першу чергу із – за недостатньої вологості ґрунту на всьому періоді проростання насіння та відсутності опадів у цей період, особливо для культур, насіння яких має великий період проростання традиційні способи посіву приводять до різкого зниження польової схожості і як наслідок отримання зріджених, нерівномірних сходів овочевих культур. Такі посіви призводять до заниженої врожайності та недобору продукції що тим самим підвищує її собівартість [3].

Для підвищення польової схожості і скорочення термінів проростання насіння розробляється спосіб висіву пророщеного насіння. Незважаючи на додаткові затрати на підготовку насіння до такого висіву собівартість продукції навіть знижується за рахунок зростання врожайності. На сьогодні параметри технологічного процесу висіву насіння а також агротехнічна оцінка процесу

виконана не в повній мірі [4].

Мета досліджень. Метою досліджень є обґрунтування агротехнічних параметрів висіву пророщеного насіння.

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 для кожної культури, які розділяли на прямокутні ділянки площею 10м² для цибулі і моркви та 20м² – для столових буряків. Для виключення впливу не досліджуваних факторів вибирали однорідні участки поля під кожен культуру, а ділянки для них в кожній повторності розміщували на основі рендомізованих методів. Кожний фактор досліджувався в чотирьох повторностях. Кожну операцію догляду за посівами для кожної культури 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 кожної культури збирали вручну на протязі одного дня, адже всі культури відносяться до одноразового збирання. Урожай з виключок та незалікових площ збирали заздалегідь. При збиранні і визначенні врожаю овочевих культур 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.

Таблиця 1 – Вплив способу сівби на польову схожість насіння овочевих культур

| Культура, сорт | 2010 р. | | | | 2011 р. | | | | 2012 р. | | | | Середнє | | |
|-------------------|-------------------------|-------------|-----------------------|------------|-------------------------|-------------|-----------------------|------------|-------------------------|-------------|-----------------------|------------|-------------------------|-----------------------|------------|
| | Лабораторна схожість, % | Дата посіву | Польова схожість, % | | Лабораторна схожість, % | Дата посіву | Польова схожість, % | | Лабораторна схожість, % | Дата посіву | Польова схожість, % | | Лабораторна схожість, % | Польова схожість, % | |
| | | | Спосіб посіву насіння | | | | Спосіб посіву насіння | | | | Спосіб посіву насіння | | | Спосіб посіву насіння | |
| | | | Сухим | Пророщеним | | | Сухим | Пророщеним | | | Сухим | Пророщеним | | Сухим | Пророщеним |
| Цибуля, Золотиста | 89 | 29.04 | 36 | 73 | 86 | 17.04 | 34 | 68 | 95 | 4.04 | 48 | 91 | 90 | 39 | 77 |
| Морква, Оленка | 90 | 2.05 | 64 | 68 | 77 | 22.04 | 37 | 42 | 70 | 5.04 | 68 | 90 | 79 | 56 | 67 |
| Морква, Оленка | 90 | 9.06 | 22 | 29 | 77 | 08.06 | 42 | 56 | - | - | - | - | 79- | 32 | 43 |
| Морква, Оленка | 90 | 30.06 | 46 | 75 | 77 | 1.07 | 67 | 90 | - | - | - | - | 79 | 56 | 83 |
| Буряк, Дій | 96 | 2.05 | 37 | 56 | 96 | 24.04 | 50 | 62 | - | - | - | - | 96 | 43 | 59 |
| Буряк, Дій | 96 | 9.06 | 54 | 44 | 96 | 9.06 | 81 | 88 | - | - | - | - | 96 | 67 | 66 |
| Буряк, Дій | 96 | 30.06 | 63 | 62 | 96 | 1.07 | 88 | 95 | - | - | - | - | 96 | 75 | 79 |

Зібрану і підготовлену до реалізації (зберігання) продукцію зважували з кожної ділянки окремо в день збирання врожаю, а цибулю зважували після просушки на напольній сушарці. Для оцінки якості врожаю овочевих культур з ділянок відбирали середні проби (вибірki) із товарної частини продукції і визначали біохімічний склад овочів отриманих при різних способах сівби. Основні результати досліджень наведені в таблицях 1-4.

Таблиця 2 – Вплив способу сівби на польову схожість насіння овочевих культур

| Культура, сорт | Лабораторна схожість, % | Дата посіву | Вологість ґрунту при посіві, % | | Витрати води л/ пог. м. рядка | | | | | | | |
|-------------------|-------------------------|-------------|--------------------------------|--------|-------------------------------|-----|-----|-----|-------------------|-----|-----|-----|
| | | | горизонт, см | | сухе насіння | | | | пророщене насіння | | | |
| | | | 0 – 5 | 5 – 10 | 0 (контроль) | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0 (контроль) | 0,1 | 0,2 | 0,3 |
| Цибуля, золотиста | 92 | 26.04 | 19,8 | 21,7 | 66 | 68 | 68 | 72 | 57 | 45 | 62 | 64 |
| Цибуля, золотиста | 92 | 07.05 | 15,9 | 21,0 | 10 | 45 | 66 | 78 | 5 | 80 | 76 | 78 |
| Морква, Оленка | 87 | 29.04 | 16,9 | 20,5 | 20 | 26 | 25 | 19 | 18 | 32 | 37 | 32 |
| Морква, Оленка | 87 | 06.06 | 15,1 | 20 | 34 | 40 | 41 | 46 | 34 | 34 | 30 | 42 |
| Морква, Оленка | 87 | 03.07 | 16,5 | 20,5 | 14 | 12 | 18 | 18 | 0,6 | 8 | 14 | 20 |
| Буряк, Дій | 96 | 26.04 | 19,8 | 21,7 | 90 | 94 | 92 | 94 | 92 | 92 | 94 | 92 |
| Буряк, Дій | 96 | 31.05 | 16,9 | 21,5 | 82 | 66 | 88 | 68 | 72 | 90 | 82 | 92 |
| Буряк, Дій | 96 | 03.07 | 16,5 | 20,5 | 84 | 70 | 80 | 88 | 34 | 70 | 80 | 72 |

Таблиця 3 – Вплив способу сівби на урожайність овочевих культур.

| Культура, сорт | Урожайність овочевих культур ц/га | | | | | | | | | | | |
|-------------------|-----------------------------------|-----------------------|------------|-------------|-----------------------|------------|-------------|-----------------------|------------|-----------------------|------------|--------------------|
| | 2010 | | | 2011 | | | 2012 | | | середня | | Прибавка (середня) |
| | Дата посіву | Спосіб посіву насіння | | Дата посіву | Спосіб посіву насіння | | Дата посіву | Спосіб посіву насіння | | Спосіб посіву насіння | | |
| | | Сухим | Пророщеним | | Сухим | Пророщеним | | Сухим | Пророщеним | Сухим | Пророщеним | |
| Цибуля, Золотиста | 29.04 | 124 | 170 | 17.04 | 185 | 339 | 4.04 | 268 | 369 | 192 | 293 | |
| Морква, Оленка | 2.05 | 379 | 426 | 22.04 | 192 | 214 | 5.04 | 143 | 172 | 238 | 271 | 33 |
| Морква, Оленка | 9.06 | 226 | 286 | 8.06 | 148 | 174 | - | - | - | 187 | 230 | 43 |
| Морква, Оленка | 30.06 | 152 | 224 | 1.07 | 92 | 121 | - | - | - | 112 | 172 | 61 |
| Буряк, Дій | 2.05 | 339 | 406 | 24.04 | 323 | 355 | - | - | - | 331 | 380 | 49 |
| Буряк Дій | 9.06 | 276 | 328 | 8.06 | 348 | 392 | - | - | - | 312 | 360 | 48 |
| Буряк, Дій | 30.06 | 248 | 306 | 1.07 | 160 | 212 | - | - | - | 204 | 259 | 55 |

Таблиця 4 – Біохімічний склад овочів отриманих при різних способах посіву

| Культура | Спосіб посіву насіння | В процентах на сиру речовину | | | | Нітра-ти мг/кг | мг/100г | |
|----------|-----------------------|------------------------------|-----------------|------------|----------|----------------|---------------------|---------|
| | | Суша речовина (заг.) | Загальний цукор | Моно цукор | Сахароза | | Аскорбінова кислота | Каротин |
| Цибуля | Сухим | 13,0 | 8,6 | 2,6 | 5,7 | 205 | 7,0 | - |
| | Пророщеним | 13,0 | 9,3 | 2,6 | 6,4 | 221 | 7,2 | - |
| Морква | Сухим | 12,2 | 6,8 | 3,2 | 3,4 | 0 | 6,3 | 2,3 |
| | Пророщеним | 12,1 | 7,1 | 2,9 | 4,0 | 0 | 7,4 | 3,0 |

Результати польових досліджень впливу способу сівби на польову схожість насіння цибулі сорту Золотистий, моркви сорту Оленка і столових буряків сорту Дій виконаних у 2010-2012 р.р. наведені в табл. 1. По кожній культурі насіння підготовлене до сівби розділялось на дві частини, одну з яких висівали традиційним способом (сухим насінням), іншу попередньо пророщували до появи ростків і висівали гідросівалкою. Для виявлення впливу термінів сівби насіння моркви і буряків на їх польову схожість в 2010р і 2011р. обома способами висівали в різні строки. Як видно з таблиці, польова схожість насіння висіяних традиційним способом нижча від схожості отриманій при сівбі пророщеним насінням. Найбільша різниця польової схожості насіння цибулі частково пояснюється тим, що із досліджуваних культур термін їх проростання найбільший і становить 12 діб. Найменший термін проростання із досліджуваних культур, має насіння столових буряків (8 діб). Різниця величини польової схожості цього насіння для досліджуваних способів сівби найменша, і, навіть при літніх посівах (9.06 і 30.06.2010р.) польова схожість при сівбі традиційним способом була вищою. Чіткої залежності між термінами сівби і польовою схожістю насіння не встановлено. Разом з тим слід відмітити, що насіння буряків у пізніші строки сівби забезпечує більш гарантовану польову схожість.

Як відомо, висів пророщеного насіння відбувається разом з водою, що забезпечує полив дна борозенок на які висівається пророщене насіння. Окремо виконували польові дослідження впливу способів посіву на польову схожість насіння при однакових поливах борозенок (табл. 2). На контрольних ділянках дно борозенок не поливалось. Як показали дослідження, для насіння цибулі і моркви полив борозенок перед висівом насіння, як сухим так і пророщеним насінням, суттєво підвищує їх польову схожість. Причому збільшення витрати води на погонний метр рядка забезпечує підвищення польової схожості насіння. Для сухого насіння столових буряків такі дози внесення води на дно борозенок, особливо у пізні строки сівби, частіше знижують їх польову схожість. При сівбі пророщеним насінням столових буряків полив дна борозенок в усіх варіантах забезпечував підвищення польової схожості.

В усіх дослідах, з ділянок засіяних пророщеним насінням, зібраний урожай перевищував валовий збір з ділянок засіяних сухим насінням (табл. 3). Найбільшу прибавку урожаю отримано на посівах цибулі (в середньому за три роки 101 ц/га). Дослідження впливу термінів сівби на урожайність моркви і

столових буряків показали, що незалежно від способів сівби більш пізні строки висіву насіння, без зрошення посівів, призводять до зниження урожайності овочевих культур. Слід зазначити, що зниження урожайності моркви відбувається більш інтенсивно, при обох способах посіву ніж буряків.

Якість вирощеної продукції при обох способах сівби визначався біохімічним складом овочів. Як видно з табл. 4 вміст нітратів у цибулинах підвищений при обох способах сівби насіння. При цьому в цибулинах вирощених з пророщеного насіння нітратів на бмг/кг було більше. Разом з тим, у цибулі вирощеної з пророщеного насіння збільшився, в процентах на сиру речовину, вміст сахарози і загального цукру на 0,7%/кг, а аскорбінової кислоти на 0,2мг/100г.

Зменшення вмісту моноцукру на 0,3%/кг сирової речовини в коренеплодах моркви вирощених з пророщеного насіння пояснюється суттєвим підвищенням кількості сахарози (на 0,6%/кг) і загального цукру (на 0,3%/кг). Також в коренеплодах моркви вирощених з пророщеного насіння збільшився вміст аскорбінової кислоти на 1,1мг/100г і каротину на 0,7мг/100г.

Висновки. Польовими дослідженнями підтверджено можливість підвищення польової схожості насіння овочевих культур за рахунок сівби пророщеним насінням з одночасним поливом борозенок. Це забезпечує підвищення урожайності овочевих культур і покращення біохімічного складу вирощених овочів.

Список використаних джерел

1. www.agroalyans.com.ua
2. www.ukragrozapchast.ua.
3. Мазоренко Д.І., Ящук А.І., Пастухов В.І. та інші. Механізовані технології в овочівництві, баштанництві та насінництві. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – 270с.
4. Гідросівалка для висіву пророщеного насіння. Патент України №58353 А01С 7/16, опубліковано 11.04.2011. Бюл. №7, с. 4

Аннотація

РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ПОЛЕВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СПОСОБОВ ПОСЕВА СЕМЯН ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР

Бакум Н., Ящук Д.

Приведены результаты полевых исследований влияния различных способов посева на полевую всхожесть, урожайность и качество выращенной овощной продукции

Abstract

A COMPARATIVE FIELD STUDY METHODS OF SOWING VEGETABLE SEEDS

N. Bakum, D. Yaschuk

The results of field studies of the impact of different methods of sowing on the field germination, yield and quality of vegetable products grown.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ВЫСЕВА СЕМЯН СЕЯЛКОЙ

Морозов И.В., д.т.н., проф., Ящук Д.А., асс.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенка*

В статье представлен анализ обоснований параметров процесса высева семян в сеялках и влияние их на качество посева

Постановка проблемы. Качество посева сельскохозяйственных культур оценивается равномерностью распределения семян в почве в соответствии с агротребованиями.

Равномерность распределения семян зависит от упорядоченности зернового потока, который формируется высевающим аппаратом и исходит из него.

На проблему движения семян в сошнике многие исследователи обращали внимание, высказывали идею уравнивать скорости семян и сеялки (акад. М.В. Сабликов [1], Л.С. Зенин [2], С.И. Шмат [3]) и др., но технических решений для реализации этой идеи в то время, как отмечали авторы, не существовало.

Анализ исследований. Для улучшения равномерности распределения семян в почве анкерными сошниками проф. М.Х. Пигулевский предложил поставить в сошнике плоскую отражательную пластину, понижающуюся по ходу движения сошника.

Техническое решение проф. М.Х. Пигулевского в свое время сыграло положительную роль в улучшении качества посева, благодаря чему семена были направлены к носку сошника с целью расположения семян на дне борозды. Но не все семена попадали на дно борозды, а часть их располагалась на подсошниковой наклонной поверхности и оставались заделанными на меньшую глубину.

Техническое решение М.Х. Пигулевского можно применять на сошниках, не имеющих опорной плоскости [4].

Исследования агрофизиков и ученых сельскохозяйственной науки позволили усовершенствовать агротребования к посевным машинам. Было добавлено формирование семенного слоя почвы с оптимальной плотностью. А это могут выполнять сошники, опирающиеся на плоскость. Значит, направление зернового потока к носку сошника утратило смысл. Поэтому, исследователи, в том числе и мы [5-7] начали искать пути улучшения технологического процесса в этом направлении.

Целью статьи является обоснование параметров направителей для семян в сеялках.

Улучшение равномерности распределения семян реализуется различными методами. Один из сравнительно новых и перспективных является введение в

конструкцию сошников направляющих элементов для семян (В.Е.Комаристов [8], Н.И.Любушко [9-12], О.В. Пущинская [13], В.П.Голованов [14] В.А.Кириченко [15] и др.). Это создает благоприятные условия полета семян и в особенности при выходе из сошника за счет уравнивания скоростей горизонтальной составляющей семян и агрегата. В этом случае семя обладает относительно почвы только вертикальной составляющей абсолютной скорости, т.е., это приближение к идеальным условиям.

В настоящей работе, решая задачи, по обоснованию параметров направляющих элементов для семян руководствовались методологией академиков П.М.Василенко [16] и П.М.Заики [17].

Нами решен ряд задач по обоснованию параметров движения частиц по различным поверхностям, которые являются направляющими элементами для семян.

Изложение основного материала. Для решения задачи движения частицы по наклонной плоскости рассмотрено движение шарообразной частицы по наклонной плоскости с определенными условиями [18].

В результате решения этой задачи получены уравнения, позволяющие определить такие характеристики движения частицы как ее координаты и составляющие скорости, которые могут быть необходимыми при определении параметров направляющих элементов сошников для различных семян, отличающихся физико-механическими свойствами, высеваемых при различных режимах работы посевных агрегатов.

Для решения задачи движения частицы по дуге окружности рассмотрено качение шара радиуса a по дуге окружности радиуса R под действием силы тяжести без трения и скольжения [19].

Выбирая надлежащим образом величину R , можно получить необходимое значение скорости v_{xc} , которую можно использовать для расчета параметров направляющих элементов для семян в сошниках с целью получения нужного соотношения скоростей зерна и сеялочного агрегата с учетом высева семян с различными физико-механическими свойствами.

Решая задачу движения частицы по дуге циклоиды, нами рассмотрена шарообразная частица радиуса a , массой m движется по дуге циклоиды без трения и скольжения. Выбирали систему координат таким образом, чтобы ось x лежала в горизонтальной плоскости, а ось y – в вертикальной [20].

По полученным выражениям были построены графики, где представлены зависимости составляющих скорости частицы от радиуса кривизны поверхности и времени ее движения, которые позволяют выбрать необходимую составляющую скорости частицы с учетом параметров сошника и режима работы агрегата.

В результате решения данной задачи найдены координаты частицы, абсолютная ее скорость и ее составляющие, которые могут быть использованы при обосновании параметров направляющих элементов для семян в сошниках.

Для решения задачи движения частицы по плоскости под действием силы тяжести с учетом сопротивления воздуха и трения рассмотрено движение частицы массой m по плоскости, наклоненной под углом α к горизонтальной

оси x под действием силы тяжести с учетом сопротивления воздуха и трения между частицей и поверхностью [21].

По уравнениям построены графики зависимости составляющих скорости частицы от угла наклона плоскости и угла внешнего трения частицы по плоскости. На графиках показано, что угол наклона плоскости существенно влияет на составляющие скорости, а коэффициент внешнего трения почти не оказывает влияния на эти показатели. Откуда следует вывод, что наклонная плоскость может быть использована в качестве направителей в сошниках для большинства семян зерновых культур.

Полученные формулы дают возможность определить координаты частицы, которая движется по плоскости с учетом сопротивления воздуха и трения, а также ее скорости и ускорения, которые являются характеристиками движения частицы по направителям семян в сошниках.

Использование этих характеристик дает возможность при конструировании новых и усовершенствовании существующих рабочих органов сеялок улучшить качество работы, что положительно повлияет на урожайность сельскохозяйственных культур.

Движение частицы под действием гравитационного поля. В данной задаче, где рассмотрено в общем виде движение частицы в гравитационном поле, по поверхности произвольного профиля с учетом сил трения, сопротивления среды и результат ее решения применяется для конкретного случая – наклонной плоскости [22].

Полученные расчеты дают возможность выбрать параметры наклонной плоскости, такие как угол наклона, длину плоскости и ее шероховатость (и тем самым коэффициент трения) в зависимости от требований, предъявляемых к величине и направлению скорости частицы.

Выводы. При решении задач движения частиц по направляющим элементам определены следующие параметры:

- при движении частицы по наклонной плоскости без трения и скольжения: горизонтальная составляющая ускорения частицы, уравнения ее движения и составляющие ее скорости;

- при движении частицы по дуге окружности: координаты частицы, скорость частицы и ее составляющие;

- при движении частицы по дуге циклоиды: уравнения движения частицы, скорость и ее составляющие; ускорение и его составляющие;

- при движении частицы по плоскости под действием силы тяжести с учетом сопротивления воздуха и трения между трущимися поверхностями: уравнения движения частицы, скорости и ее составляющих; ускорения;

- при движении частицы под действием гравитационного поля: уравнение горизонтальной составляющей движения, скорость частицы и ее горизонтальной составляющей, ускорение частицы и его горизонтальной составляющей, значения вертикальных составляющих движения, скорости и ускорения.

Полученные параметры движения частиц по различным поверхностям позволили создать целый ряд направляющих элементов для семян высеваемых

культур с различными физико-механическими свойствами и нормами высева, с изменяющимися режимами работы посевных агрегатов. Это целенаправленно формирует зерновой поток, направляет его в нужном направлении и с определенной скоростью. Уравнивание скоростей семян и агрегата обеспечивает равномерность распределения семян по площади и глубине, что способствует повышению урожая высеваемых культур.

Список использованных источников

1. Сабликов М.В. Сельскохозяйственные машины. //Комплексная механизация хлопководства. – Ташкент. 1950. – 76с.
2. Зенин Л.С. Исследование пневматического высевающего аппарата точного высева. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01 – Алма-Ата, 1962. – с.23.
3. Шмат С.И. Исследование аппаратов точного высева семян сахарной свеклы на повышенных скоростях. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01 – Воронеж, 1970. – 24с.
4. Пигулевский М.Х. К анализу высева зерна рядовой сеялкой. Изд-во отд. Машиноведения ГИСа, т. X, вып. 3-4, 1918. – с.33-39.
5. Семенов А.Н., Морозов И.В. Исследования анкерного сошника с прямым углом вхождения в почву // Сельскохозяйственные машины. Сб. научн. тр. МИИСП, вып. 1, ч. II, Том. XI, - М. 1974. – с.43-47.
6. Морозов И.В., Слоновский Н.В. К теории движения частиц по криволинейным поверхностям, применительно к сельскохозяйственной технике // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний зб. Вип. 28. – Кіровоград, 1999. – с.181-189.
7. Морозов И.В., Слоновский Н.В. О движении псевдосжиженной среды по направляющей поверхности // Вісник ХДТУСГ. Вип. 9. – Харків, 2002. – с. 137-146.
8. Комаристов В.Е., Косинов М.М, Маломуж Г.И. и др. Влияние поступательной скорости зерновой сеялки на качество посева. Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. – Киев, 1974. – с. 30-35.
9. Любушко Н.И. Тенденция развития конструкции зерновых сеялок: Обзор. М.: ЦНИИТЭИ тракторсельмаш. Серия «Сельскохозяйственные машины». 1975. – 42 с.
10. Любушко Н.И. Исследование рабочих органов и усовершенствование конструкций зерновых сеялок для посева на повышенных скоростях // Материалы НТС/ВИСХОМ. 1964. Вып. 16. С. 188-200.
11. Любушко Н.И., Лебедева Ж.И., Шульженко Б.А., Новиченко Я.З. Испытания экспериментальных дисковых сошников зерновых сеялок на повышенных скоростях // Тр. ВИСХОМ. 1973. Вып. 75. С. 124-128.
12. Любушко Н.И. Результаты опытно-конструкторских работ по созданию зерновых сеялок для посева на скоростях 9-15 км/ч Тр. ВИСХОМ. 1967. Вып. 51. С. 24-41.

13. Пущинская О.В. Теоретическое обоснование формы направителя семян дискового сошника зерновой сеялки // Исследование и разработка высокопроизводительных методов почвообрабатывающих и посевных машин. М., 1982 – с. 17-21.
14. Голованов В.П. Движение семян от высевающего аппарата до дна борозды в однозерновых сеялках // Тематический сборник ??? ун-та, 1973. №96. С. 16-26.
15. Кириченко В.А., Трофимченко Ю.И., Морозов И.В. и др.. Исследование дисковых сошников с отражателями // Межвузовский сб. научн. тр. УСХА. – К., 1990. – с. 17-19.
16. Василенко П.М. Элементы методики математической обработки результатов экспериментальных исследований. – М. 1958. – 88 с.
17. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики. – Киев. Издательство УСХА, 1992. – 507 с.
18. Морозов И.В., Власенко В.Г., Олумуйива И.Ф. и др. К обоснованию параметров отражателя семян в сошнике. – Деп. В ТБ Украины 6.07.95, № 1715 – Ук. – 95.
19. Морозов И.В., Власенко В.Г., Олумуйива И.Ф. и др. Некоторые теоретические предпосылки к обоснованию параметров направителей семян в сошнике. – Деп. В ГНТБ Украины 6.07.95, №1714 – Ук – 95.
20. Морозов И.В., Власенко В.Г., Мустапха К.А. и др. К обоснованию параметров направителя семян в сошнике. – Деп. В ТБ Украины 6.07.95, №1713 – Ук – 95.
21. Морозов И.В., Власенко В.Г., Доан Дик Винь. Визначення характеристик руху насіння по площині // Вісник ХДТУСГ, вип.. – Харків, 2000. – с. 213-218.
22. Морозов И.В., Власенко В.Г., Доан Дик Винь. Обоснование параметров движения частицы под действием гравитационного поля. // Механізація сільськогосподарського виробництва. Зб. Наукових праць Том 1Х. – Київ, 2000. – с. 107-112.

Анотація

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ВИСІВУ НАСІННЯ СІВАЛКОЮ

Морозов І.В., Ящук Д.А.

У статті представлено аналіз обґрунтувань параметрів процесу висіву насіння в сівалках і вплив їх на якість посіву.

Abstract

JUSTIFICATION PROCESS PARAMETERS SEEDING SEEDER

I. Morozov, D. Yashchuk

The paper presents an analysis of studies of process parameters seeding in drills and their effect on the quality of crops.

БОРОТЬБА З ЗАМОРОЗКАМИ В ПЛОДІВНИЦТВІ

Пастушенко С.І., д.т.н., проф.

Черноморський державний університет імені Петра Могили

Наведені рекомендації щодо застосування параметрів додаткових пристроїв, що забезпечують дотримання необхідних параметрів розподілення рідини при проведенні дощування.

Вступ. Майже кожного року під час цвітіння плодкових культур відбуваються заморозки, які пошкоджують суцвіття, квітки, зав'язі, знижують або повністю знищують майбутній врожай. Боротьба з цим негативним явищем природи і проблема захисту плодкових насаджень дуже актуальна на сьогоднішній день, оскільки вплив від заморозків в різному ступені відчувають на собі садоводи усіх регіонів України. Особливо важливо це для південних регіонів: АР Крим, Херсонської, Одеської, Миколаївської областей, оскільки на цій території вирощують плодві сади особливо чутливі до низьких температур.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з прогресивних методів захисту рослин від заморозків є дощування [1-8], яке дозволяє захистити насадження навіть при сильних заморозках.

В багатьох країнах (США, Англії, Італії, Німеччині) [6-8] є спеціальні багатоцільові дощувальні системи, які використовуються для вегетаційних, протизаморозкових, удобрувальних поливів, а також для боротьби з хворобами та шкідниками сільськогосподарських культур. Такі дощувальні системи називають універсальними і використовують для захисту від заморозків особливо цінних сортів виноградарств, плодово-ягідних та овочевих культур.

Дощувальні установки розміщують вище крон дерев (надкранове дощування) або нижче крон (підкранове дощування). Для забезпечення достатньої кількості дощу необхідно забезпечити досить сильне перекриття радіусів дії кожної з розпилюючих насадок. Така система захисту може бути достатньою для плодкових насаджень при температурі не набагато нижче нуля. В насадженнях на схилах, необхідні дещо менші відстані між насадками. Наприклад, для захисту 7 га насаджень відстань між насадками повинна складати 25 і 27 м. Загальна кількість насадок буде складати 330 шт., а при діаметрі насадки 4,2 мм і тиску 4 атм. кожену годину буде подаватися приблизно 2,5 мм води [6-8].

Ефективність дощування вивчали в багатьох країнах. У Великобританії в саду при безперервному обприскуванні водою під час заморозків температура всередині бутону і зав'язей не опускалась нижче 0°C. При цьому на контрольній ділянці, де дощування не проводилося, загинуло 90% цвітіння та зав'язей. Дослідження, що проведені в Молдові [5] показали, що заморозки до -8,0°C можуть не пошкоджувати рослини, якщо в ніч з очікуваними заморозками провести обприскування дерев і ґрунту водою. При зниженні

температури повітря потрібно провести повторне обприскування. Витрата води при цьому складає 3...12 м³/га.

Постановка завдання. В умовах промислового виробництва півдня України пропонується використати можливість застосування стаціонарних чи пересувних систем поливу для захисту насаджень від заморозків із застосуванням додаткових пристроїв, що забезпечують дотримання необхідних параметрів розподілення рідини.

Виклад основного матеріалу. Дощування, як метод захисту від заморозків, перевірений майже у всіх основних плодкових регіонах світу і набув широкого поширення. Використання цього методу пов'язано з властивостями води – при охолодженні та замерзанні вона виділяє тепло, яке зігріває і захищає суцвіття, квітки та зав'язі плодкових культур. Так, при охолодженні на 10°C з кожного кілограма води отримується 4190 Дж теплової енергії. При досягненні 0°C вода починає перетворюватися у лід, і тоді вже кожен кілограм води віддає 331000 Дж тепла [1,2, 6-8]. Ця тепла енергія здатна захистити рослини навіть при –7,0°C. І чим більше площа поливу, тим більш сприятливий мікроклімат створюється на ділянці.

Для проведення дощування на ділянці необхідно прокласти трубопроводи і встановити дощувальні апарати з дрібним розпиленням достатньої інтенсивності на такій відстані один від одного, що забезпечує безперервний рівномірний полив на протязі всього періоду заморозку, щоб водою покривалися всі рослини одночасно.

Для дощування застосовують дефлекторні насадки і струменеві апарати (з обертанням навколо своєї осі). При швидкому обертанні стовбура апарату підвищується протизаморозковий ефект поливу, економиться вода, менше перезволожуються ґрунт, не виникає ерозія. Для зниження інтенсивності дощу в дефлекторні насадки або в стовбур дощувального апарату можна вставляти шайби, що зменшують вихідний отвір для води. Для виконання поливу можна використовувати пристрої для дрібнодисперсного дощування.

Дощування починають при зниженні температури до 0,5...1,0°C в безвітряну погоду і 1,0...2,0°C у вітряну погоду. Закінчують полив, коли рослини очистяться від льоду.

За кордоном були проведені дослідження [7, 8], в результаті яких були отримані оптимальні параметри апаратів, які застосовуються при дощуванні: діаметр сопла 4...5 мм; робочий напір 40...60 мм водяного стовпчика; витрата води 0,3..0,5 л/с; діаметр крапель 1...2 мм; швидкість обертання дощувального апарату 1...2 об/хв.; відстань між дощувальними апаратами 18...24 м. Результатом досліджень була встановлена залежність (рис. 1) необхідної кількості води, що розприскується, від сили заморозку.

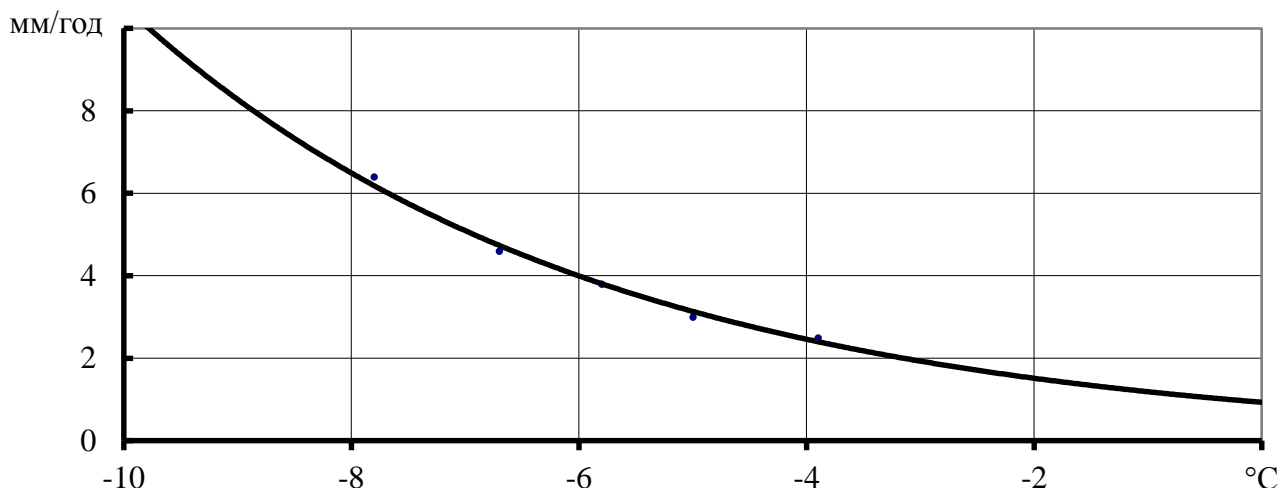


Рис. 1 – Залежність необхідної кількості розпилюючих насадок по площі води в залежності від температури повітря

Можна відзначити такі недоліки застосування дощування при боротьбі із заморозками.

1. Високі витрати матеріалу на встановлення дощувальної системи, розведення системи труб і необхідної апаратури.

2. Велика енергоємність процесу дощування (близько 40...100 кВт/год на полив при внесенні 300 м³/га).

3. Важлива безперервність процесу, оскільки навіть короточасне припинення подачі води або внесення недостатньої її кількості через високу теплопровідність льоду призводить до швидкого падіння температури нижче критичної.

4. При швидкості вітру понад 4,44 м/с або коли температура повітря знижується до $-6,7^{\circ}\text{C}$ (при такій температурі кількості води недостатньо для виділення необхідної кількості тепла) дощування може принести більше шкоди, ніж користі через швидке заморожування.

5. Можливість проведення захисних заходів тільки при достатньому забезпеченні водними ресурсами.

Але застосування дощування має наступні переваги.

1. Повна механізація робіт.

2. Відносно низькі експлуатаційні витрати та екологічно чистий метод порівняно з іншими методами захисту.

3. Можливість багаторазового використання системи дощування (полив, внесення добрив).

4. Норма поливу регулюється більш точно і в широких межах (від 30 ... 50 до 300... 800 м³/га і більше), що дозволяє створювати водно-повітряний режим ґрунту, близький до оптимального і регулювати глибину промочування ґрунту.

5. Можливість захисту рослин на ділянках з великими ухилами і зі складним мікрорельєфом.

Висновки. Якщо існує можливість застосування стаціонарних чи пересувних систем поливу для захисту насаджень від заморозків, із

застосуванням додаткових пристроїв, що забезпечують дотримання необхідних параметрів розподілення рідини, то до них необхідно застосовувати пристосування, які дозволять забезпечити характеристики вищенаведених параметрів. При їх відсутності, треба враховувати ті фактори, що діють на функції та опції дощувальних машин.

Список використаних джерел

1. Берлянд М. Е. Предсказание заморозков и борьба с ними [Текст] / М.Е. Берлянд, П.Н. Красиков. – Л.: Гидрометеиздат, 1960. – 148 с.
2. Колесников В.А. Защита садов от заморозков [Текст] / В.А. Колесников. – Симферополь: Крымиздат, 1948. – 24 с.
3. Мозер Л. Виноградарство по новому [Текст] / Ленц Мозер; пер. с нем. под ред. и с предисловием А.М. Негруля. – М.: Сельхозгиз. 1961. – 246 с.
4. Шитт П.Г. Плодоводство [Текст] / П.Г. Шитт, З.А. Метлицкий. – М.: Сельхозгиз, 1940. – 659 с.
5. Меженский В.Н. Континентальный климат и садоводство [Текст] / В.Н. Меженский. – М.: АСТ, 2004. – 110 с. – ISBN 5-17-024368-5.
6. Richard L Snyder. Frost protection. Volume 1 [Электронный ресурс] / R. Snyder, J. Paulo de Melo-Abreu. Rome: FAO, 2005. – 240 p. – Режим доступа: <http://www.fao.org/docrep/008/y7223e/y7223e00.htm#Contents>.
7. Zoldoske D. Sprinkler Systems Used for Frost Protection [Электронный ресурс] / David F. Zoldoske. – California State University, Fresno: The Center for Irrigation Technology (CIT), 2012. – 12 p. – Режим доступа: http://www.californiawater.org/cwi/docs/CIT_Frost_Protection_1-31-12.pdf
8. Richardson Len. Vineyard frost protection via sprinkler / Len Richardson // California Farmer www.FarmProgress.com. – February 2012 25. – P. 2

Аннотация

БОРЬБА С ЗАМОРОЗКАМИ В ПЛОДОВОДСТВЕ

Пастушенко С.И.

Даны рекомендации по применению параметров дополнительных устройств, обеспечивающих соблюдение необходимых параметров распределения жидкости при проведении дождевания.

Abstract

DEFINITION FIGHTING FROST IN FRUIT GROWING

S. Pastushenko

The given recommendations on application settings options to ensure compliance with the required parameters of liquid distribution during irrigation.

ОСНОВНІ ЗООТЕХНІЧНІ ПОКАЗНИКИ ВИРОЩУВАННЯ ПОРОСЯТ В РІЗНИХ ПІДДОСЛІДНИХ ГРУПАХ

Сікун М.В., мол. н.с., Мироненко А.П., мол. н.с.

Інститут тваринництва національної академії аграрних наук України

Запропоновані основні зоотехнічні показники вирощування поросят, які дозволять прослідити динаміку живої маси та показники продуктивності в різних піддослідних групах тварин

Постановка проблеми. Свинарство – традиційна галузь сільськогосподарського виробництва України, яка має великі потенційні можливості. Наявність майже чверті світового чорнозему, розміщеного на 34 млн. гектарах орної землі, дає можливість припустити, що при раціональній організації виробництва свинарство не тільки здатне повністю задовольнити потреби держави в м'ясі свинини і продуктах його переробки, але й бути стійким предметом експорту, тобто одним із важелів, що забезпечують економічну стабільність держави [1, 2].

Ситуація останніх років переконливо свідчить про те, що проблему забезпечення населення м'ясом практично неможливо вирішити без інтенсивного розвитку свинарства у всіх господарствах незалежно від їх розмірів і форми власності.

Основним технологічним процесом на свинарських фермах є процес приготування та роздавання кормів тваринам. Від досконалості даних процесів залежить успіх усього виробництва. Наприклад, використання сьогодні способу «сухої годівлі» комбікормами з використанням дорогих компонентів не може називатися оптимальним. Згодовування тваринам сухих комбікормів, часто із завезеної сировини сумнівної якості, призводить до хвороби органів дихання і шлунково-кишкового тракту, особливо, молодняку тварин. При цьому ступінь засвоюваності корму не перевищує 60% [2, 3].

З цієї причини низка зарубіжних країн (Канада, Німеччина, Китай) переходять на комбінований спосіб годівлі великої рогатої худоби і свиней з використанням технологій вологої годівлі. При цьому ступінь засвоюваності кормів збільшується до 70-80%, а це суттєво впливає на екологічні показники товарного тваринництва [3].

Тому в даній статті ми розглянемо основні зоотехнічні показники вирощування поросят полтавської породи в 3-ох піддослідних групах, які нараховували в собі по 30 голів тварин в кожній та були розміщені в станках по 10 голів в кожному. Це контрольна група №1, в якій приготування та роздавання сухого корму вологістю 10-12% здійснювалося традиційним ручним способом, контрольна група №2 – приготування та роздавання вологого корму (55-60%) здійснювалося теж вручну та дослідна група – приготування та роздавання вологого корму (50%) здійснювалося механізовано за допомогою

розробленої нами лінії [1, 2, 3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні виділяють два основних типи годівлі свиней: сухий і вологий. У кожного типу є і переваги і недоліки.

Суха годівля (9-15% вологи). До недавнього часу більшість свинарських ферм віддавали перевагу саме методам сухої годівлі. Вважалося, що такий тип годівлі пов'язаний з низькими витратами на установку і обслуговування засобів механізації, і забезпечує кращий санітарно-гігієнічний стан ферми. Сучасні засоби механізації для сухої кормороздачі через годівниці, поєднані з поїлками, порівняно легко обслуговувати, знижуються втрати корму і його забруднення. При сухому типі годівлі можливе застосування системи фазового годування, проте не в такому обсязі, як при використанні систем рідкої годівлі. Це пов'язано з обмеженим різноманітністю готових раціонів і технічними можливостями засобів механізації [4].

Волога форма годівлі (50-60% вологи) застосовується в основному на малих фермах, при невеликому навантаженні на оператора, вона найбільш сприятлива для травлення свиней. Вона оптимальна для перетравлення і засвоювання поживних речовин корму. При такій вологості спостерігається рівномірна діяльність усіх основних травних залоз (слинних, шлункових і підшлункової).

При вологій годівлі споживання води на свинокомплексі скорочується, як і обсяг одержуваних гнойових стоків. Багато ін'єкцій стають не обов'язковими. У результаті продукція відрізняється більшою екологічною чистотою [4, 5, 6].

Постановка завдання. З метою перевірки впливу, при приготуванні та роздаванні сухого або вологого кормів ручним способом або механізованим за допомогою розробленої нами лінії, на основні зоотехнічні показники вирощування поросят в різних піддослідних групах у господарстві ДВК №109 Дергачівського району Харківської області була проведена виробнича перевірка.

Виклад основного матеріалу. Результати вивчення зміни живої маси та середньодобових приростів і витрат кормів на одиницю приросту живої маси за різних технологічних рішень забезпечення поросят комбікормом та водою наведені у таблиці 1.

Середня жива маса тварин контрольних та дослідної груп на початок виробничої перевірки була практично однакова, а саме 8,1-8,23 кг (різниця між піддослідними групами за цим показником була не достовірною, $P > 0,1$).

Дані таблиці 1 свідчать про те, що середня жива маса поросят дослідної групи в кінці першого місяця вирощування була на 9,0% вищою за живу масу тварин контрольної групи №1 (різниця достовірна, $P < 0,05$), та на 6,4% вищою за живу масу тварин контрольної групи №2 ($P < 0,05$).

За другий місяць досліду цей показник у поросят дослідної групи був на 11,1% вище за середню живу масу їх ровесників контрольної групи №1 ($P < 0,01$), та на 7,4% вище за живу масу тварин контрольної групи №2 ($P < 0,01$).

З приведених результатів видно, що закономірність щодо збільшення живої маси тварин дослідної групи, у порівнянні з контрольними, простежувалась вже після першого місяця виробничої перевірки.

Таблиця 1 – Динаміка живої маси та показники продуктивності піддослідних поросят, n = 90

| Показники | Групи тварин | | | | | |
|----------------------------|----------------|------|----------------|------|------------|------|
| | Контрольна № 1 | | Контрольна № 2 | | Дослідна | |
| | М | ±m | М | ±m | М | ±m |
| Жива маса 1 голови, кг: | | | | | | |
| на початку досліду | 8,15 | 0,35 | 8,10 | 0,29 | 8,23 | 0,36 |
| в кінці 1 -го місяця | 16,10 | 0,40 | 16,50 | 0,35 | 17,55 | 0,33 |
| 2-го місяця | 24,75 | 0,45 | 25,60 | 0,40 | 27,50 | 0,34 |
| Валовий приріст, кг | 16,60 | 0,43 | 17,50 | 0,38 | 19,27 | 0,33 |
| Середньодобовий приріст, г | 275,0±2,52 | | 289,0±2,42 | | 318,0±2,23 | |
| Витрати на 1 кг приросту: | | | | | | |
| комбікорму (сухого),кг | 2,68 | | 2,54 | | 2,31 | |
| корм. одиниць | 2,90 | | 2,76 | | 2,50 | |
| перетравного протеїну,г | 297 | | 288 | | 258 | |

Таким чином, можна зробити висновок, що вирощування поросят полтавської породи з використанням розробленої нами лінії приготування та роздавання вологих кормів, позитивно вплинула на підвищення живої маси тварин дослідної групи і на витрати корму на 1 кг приросту в порівнянні з традиційною технологією утримання (ручна годівля) їх ровесників (контрольні групи №1, №2).

Розрахунок середньодобових приростів піддослідних поросят за період виробничої перевірки (табл. 2) свідчить про те, що тварини дослідної групи, які споживали корм за допомогою лінії приготування та роздавання вологого корму, за перший місяць мали прирости живої маси на 43 г, або на 17,3% вищі за добовий приріст тварин контрольної групи №1 ($P < 0,01$) і на 29 г, або на 11% вищі – контрольної групи №2 ($P < 0,01$).

За другий місяць перевірки (табл. 2) середньодобові прирости поросят дослідної групи були на 47 г, або на 15,2% більшими за аналогічний показник тварин контрольної групи №1, який склав 308,00 г ($P < 0,05$). Приріст тварин дослідної групи був на 30,0 г (на 9,0%) вищим за контрольну групу №2 ($P < 0,001$).

Таблиця 2 – Динаміка середньодобових приростів живої маси поросят, г (n=90)

| Показники | Групи тварин | | | | | |
|----------------------------------|---------------|------|---------------|------|----------|------|
| | Контрольна №1 | | Контрольна №2 | | Дослідна | |
| | М | ±m | М | ±m | М | ±m |
| За 1-й місяць досліду | 248,00 | 7,5 | 262,00 | 8,4 | 291,00 | 5,8 |
| За 2 | 308,00 | 7,0 | 325,00 | 7,8 | 355,00 | 5,2 |
| За весь період виробн. перевірки | 275,00 | 2,52 | 289,00 | 2,42 | 318,00 | 2,23 |

Таким чином, встановлено, що за період виробничої перевірки середньодобовий приріст тварин дослідної групи, яка обслуговувалася лінією приготування та роздавання вологих кормів, був на 43 г (на 15,6%) більшим за приріст тварин контрольної групи №1, в якій приготування та видача корму здійснювалась вручну ($P < 0,05$) і на 29 г (на 10,0%) вищим за приріст тварин контрольної групи №2 (приготування та видача вручну) ($P < 0,001$).

Список використаних джерел

1. Коробова Н.В., Сікун М.В. Кормороздавально-установка для фермерських господарств // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск №21 «Механізація сільськогосподарського виробництва» Х.: 2003. – С. 481-484.
2. Сікун М.В. Дослідження процесу видачі корму кормороздавальною установкою для фермерських господарств // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, Випуск №59. Том 1. - Х.: 2007. – С. 350-354.
3. Сікун М.В. Дозуючо-змішуючі пристрої для приготування вологих мішанок на свинофермах по виробництву поросят віком до 3-х місяців // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка, Випуск №93. Том 1. - Х.: 2010. – С. 456-458.
4. Гегамен Н.А. Развитие отрасли свиноводства на промышленной основе // Свиноводство. - 2003. - №2. – С. 9-11.
5. Яцко Н.А. Кормление сельскохозяйственных животных - Минск: Ураджай, 2009. – 216 с.
6. Рыбалко В.Г. Пути развития свиноводства на Украине // Свиноводство. – 2002. - №6. – С. 10-12.

Аннотация

ОСНОВНЫЕ ЗООТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВЫРАЩИВАНИЯ ПОРОСЯТ В РАЗНЫХ ПОДОПЫТНЫХ ГРУППАХ

Сікун Н.В., Мироненко А.П.

Предложены основные зоотехнические показатели выращивания поросят, которые позволят проследить динамику живой массы и показатели продуктивности в разных подопытных группах животных

Abstract

KEY INDICATORS OF LIVESTOCK BREEDING PIGS IN DIFFERENT EXPERIMENTAL GROUPS

M. Sikun, A. Myronenko

The basic indicators of livestock breeding pigs, which will follow the dynamics of body weight and production rates in different experimental animal groups

**МЕТОД РАСЧЁТА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И МОМЕНТОВ,
ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СЕМЕНА РАСТИТЕЛЬНЫХ КУЛЬТУР
ДВИЖУЩИХСЯ ПО НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ
В ПОТОКЕ ВОЗДУХА**

Лукьяненко В.М., к.т.н., доц., Никифоров А.А.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

В данной статье изложен способ вычисления аэродинамической силы и аэродинамического момента, которые действуют на тело в воздушном потоке. Для вычисления аэродинамических величин используется способ разбивки тела на аэродинамические профили, в которых определяются элементарная аэродинамическая сила и элементарный аэродинамический момент для случая плоского течения (рассматриваются только две координаты)

Постановка задачи. Повышение эффективности процессов выделения семян трудноотделимых сорняков и примесей из полезной культуры в настоящее время продолжает оставаться актуальной задачей. В некоторых случаях на существующих воздушно – решетно – триерных и вибрационных зерноочистительных машинах выполнить очистку семян основной культуры без их значительных потерь невозможно [1, 2]. Поэтому изыскание новых рабочих органов семяочистительных машин для улучшения качества очистки семян имеет важное народнохозяйственное значение.

Как правило, основные параметры конструкции вибрационных зерноочистительных машин подбираются на основании приближённых математических моделей, описывающих процесс очистки, и ряда проверочных экспериментов, в которых определяются значения некоторых эмпирических (уточняющих) коэффициентов [3, 4].

Анализ последних исследований. 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. Как правило, влияние воздушного потока на семена авторы сводят лишь к силе аэродинамического сопротивления, хотя для более полной картины следует также учитывать ещё и подъёмную, боковую силы, а также аэродинамические моменты, вращающие тело (зерно) относительно его центра массы.

Цель исследования. Улучшения качества разделения семян на виброочистительных машинах путём учёта аэродинамического влияния движущегося воздуха на кинематические параметры движения зёрен.

Основная часть. Аэродинамические силы и моменты, действующие на

объёмное твёрдое тело при его обтекании несжимаемым потоком воздуха, возникают вследствие неравномерного распределения давления воздуха в пограничном слое, окружающем тело. Неравномерное распределение давления, в свою очередь, вызывается неравномерным распределением скорости потока вдоль поверхности тела, обуславливаемого, вследствие действия закона неразрывности, изгибом контура обтекаемого тела.

Если рассматривать случай обтекания объёмного тела, который показан на рис. 1, то результирующая аэродинамическая сила, приложенная в мгновенном центре давления, будет направлена под некоторым углом к потоку воздуха. Величина данного угла будет определяться соотношением величин подъёмной силы и силы аэродинамического сопротивления. Аэродинамический момент относительно начала выбранной системы координат, как правило, действует на уменьшение угла атаки тела, поворачивая его в соответствующем направлении.

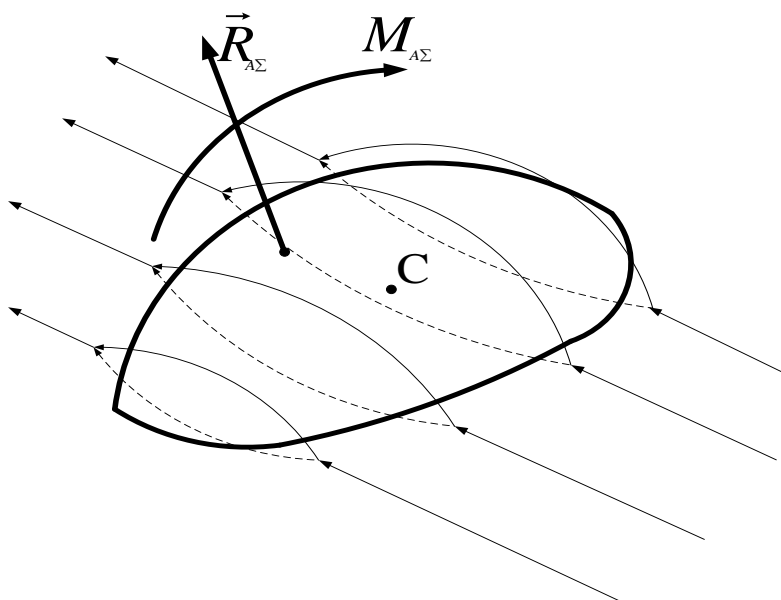


Рис. 1 – Действие аэродинамических сил и моментов на тело (зерно), находящееся в потоке

Для вычисления величин аэродинамической силы и аэродинамического момента, которые действуют на тело, можно использовать способ разбивки тела на аэродинамические профили. Для каждого профиля рассчитывается элементарная аэродинамическая сила и элементарный аэродинамический момент для случая плоского течения (рассматриваются только две координаты). При этом расчётная схема, принимаемая для каждого аэродинамического профиля, на которые разбивается рассматриваемое тело, приведена на рис. 2.

На рис. 2 величина \vec{R}_a есть результирующая сил давления и трения. Её называют полной аэродинамической силой, действующей на рассматриваемый аэродинамический профиль. Момент полной аэродинамической силы относительно передней кромки профиля, называется продольным моментом или аэродинамическим моментом тангажа M_z .

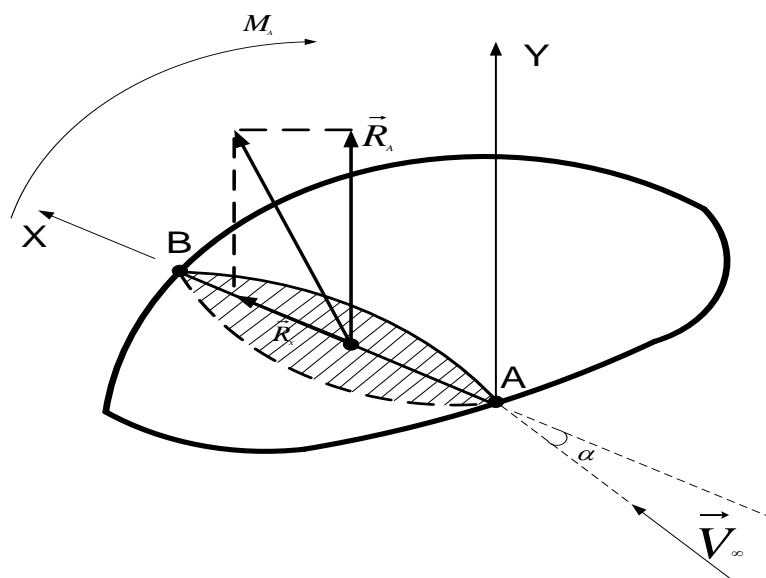


Рис. 2 – Расчётная схема для определения аэродинамических сил и моментов с использованием сечений

При теоретическом и экспериментальном исследованиях силового взаимодействия движущегося тела с окружающей его средой обычно рассматривается не результирующая сила R_a , а проекции этой силы на оси той или иной системы координат, выбираемой в зависимости от условий задачи. В аэродинамике чаще используются две системы координат: скоростная и связанная. При этом начало координат обычно совмещают с передней кромкой тела.

В скоростной системе координат проекции силы R_a обозначаются X_a , Y_a , а в связанной – X , Y .

Для плоского течения, которое рассматривается в нашем случае, аэродинамическая сила раскладывается на две составляющие:

$$R_a = \sqrt{X^2 + Y^2} \text{ или } R_a = \sqrt{X_a^2 + Y_a^2}, \quad (1)$$

В скоростной системе координат проекции силы R_a на направление, перпендикулярное к скорости невозмущенного потока, называется аэродинамической подъёмной силой Y_a , а проекция силы R_a на направление, противоположное движению тела – лобовым сопротивлением X_a .

В связанной системе координат силы Y и X называются аэродинамической нормальной и продольной силами, соответственно.

Составляющие силы в этих двух системах координат связаны между собой следующими зависимостями:

$$\begin{cases} Y = Y_a \cos \alpha + X_a \sin \alpha \\ X = X_a \cos \alpha - Y_a \sin \alpha \end{cases}, \quad (2)$$

или

$$\begin{cases} Y_a = Y \cos \alpha - X \sin \alpha \\ X_a = X \cos \alpha + Y \sin \alpha \end{cases} \quad (3)$$

Для определения сил X и Y , действующих на профиль, можно использовать приближённый метод расчёта аэродинамических характеристик профиля в зависимости от его относительных геометрических характеристик [4].

Момент от аэродинамической силы относительно передней кромки профиля (относительно начала принятой системы координат) может быть представлен как

$$M_z = -Y \cdot x_D = -(Y_a \cos \alpha + X_a \sin \alpha) \cdot x_D, \quad (4)$$

где x_D – абсцисса центра давления аэродинамического профиля.

В аэродинамике величины проекций аэродинамической силы на оси координат рассчитываются с использованием аэродинамических коэффициентов. При этом формулы для нормальной и продольной сил будут иметь следующий вид:

$$Y = C_y q S, \quad (5)$$

$$X = C_x q S, \quad (6)$$

где C_y, C_x – коэффициенты нормальной и продольной проекций аэродинамической силы;

$q = \frac{\rho V_\infty^2}{2}$ – скоростной напор, где ρ – плотность воздуха, V_∞ – скорость невозмущённого потока;

S – характерная площадь.

В аэродинамике обычно берётся площадь крыла. В нашем случае будем рассматривать площадь проекции тела на плоскость $OX_{и}Y_{и}$ инерционной системы координат.

Если обозначить коэффициент полной аэродинамической силы через C_{RA} , а коэффициент полного момента относительно передней кромки профиля через C_m , то

$$R_a = C_{RA} q S, \quad (7)$$

$$M_z = C_m q S b, \quad (8)$$

где b – условное плечо момента (обычно хорда профиля);

C_{RA} – коэффициент полной аэродинамической силы;

C_m – коэффициент полного момента относительно передней кромки.

Для аэродинамических коэффициентов, на основании (1) – (4), справедливо:

$$C_{RA} = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \sqrt{C_{xa}^2 + C_{ya}^2}, \quad (9)$$

$$\begin{aligned} C_y &= C_{ya} \cos \alpha + C_{xa} \sin \alpha \\ C_x &= C_{ya} \sin \alpha + C_{xa} \cos \alpha, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{cases} C_{ya} = C_y \cos \alpha - C_x \sin \alpha \\ C_{xa} = C_y \sin \alpha + C_x \cos \alpha, \end{cases} \quad (11)$$

$$C_m = -C_y \bar{x}_D, \quad (12)$$

где $\bar{x}_D = x_D/b$ – относительная абсцисса центра давления профиля.

Аэродинамические коэффициенты C_{xa} и C_{ya} являются независимыми друг от друга величинами. На их основании, используя формулу (9), определяется величина коэффициента полной аэродинамической силы C_{RA} .

Коэффициент полной аэродинамической силы C_{RA} , а также его компоненты C_{xa} и C_{ya} , коэффициент момента C_m зависят от формы профиля, угла атаки критериев подобия R_e , M , степени турбулентности потока и др. Этими коэффициентами удобно пользоваться, поскольку для динамически подобных течений они одинаковы и можно для практических расчётов использовать результаты экспериментальных исследований, проведенных ранее. Такие результаты приводятся в виде зависимостей для аэродинамических коэффициентов для различных относительных геометрических характеристик аэродинамических профилей при заданных критериях подобия R_e и M .

Выводы. Для расчёта аэродинамических коэффициентов использован метод разбивки обдуваемого зерна на элементарные аэродинамические профили с помощью плоскостей, сориентированных по потоку воздуха и располагающихся вертикально. Для каждого элементарного аэродинамического профиля, получаемого путём сечения рассматриваемого зерна соответствующей плоскостью, рассчитываются коэффициенты подъёмной силы и силы лобового сопротивления (поперечной и продольной сил), аэродинамического момента на основании ранее полученных результатов продувок типовых аэродинамических профилей при их различных относительных геометрических характеристиках. Общая аэродинамическая сила и момент, действующие на зерно в результате его обтекания потоком воздуха, рассчитываются путём суммирования аэродинамических сил и моментов, рассчитанных для элементарных аэродинамических профилей, на которые разбивается зерно (тело).

Предложенный метод целесообразно использовать для учёта аэродинамического влияния движущегося воздуха на кинематические параметры движения зёрен при разработке новых конструкций вибрационных зерноочистительных машин.

Список использованной литературы

1. Тищенко Л.Н. Гидродинамика сепарирования зерна [Текст]: монография / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. 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. Мхитарян А.М. Аэродинамика [Текст]: учебное пособие / А.М. Мхитарян. – М.: Машиностроение, 1976. – 448 с.
4. Землянский А.В. Аэродинамика изолированного профиля и решетки профилей [Текст]: методические указания к лабораторным работам по курсу «Газодинамика лопаточных машин» /А.В Землянский, В.М. Мартынов. – М.: МФТУ, 1983. – 22 с.

Анотація

МЕТОД РОЗРАХУНКУ АЕРОДИНАМІЧНИХ СИЛ І МОМЕНТІВ, ЩО ДІЮТЬ НА НАСІННЯ РОСЛИННИХ КУЛЬТУР, ЯКІ РУХАЮТЬСЯ ПО ПОХИЛІЙ ВІБРУЮЧІЙ ПОВЕРХНІ В ПОТОЦІ ПОВІТРЯ

Лук'яненко В.М., Никифоров А.О.

У цій статті викладений спосіб обчислення аеродинамічної сили і аеродинамічного моменту, які діють на тіло в повітряному потоці. Для обчислення аеродинамічних величин використовується спосіб розбиття тіла на аеродинамічні профілі, в яких визначаються елементарна аеродинамічна сила і елементарний аеродинамічний момент для випадку плоскої течії (розглядаються тільки дві координати)

Abstract

METHOD OF CALCULATION OF AERODYNAMIC FORCES AND MOMENTS, OPERATING ON SEED OF VEGETABLE CULTURES LOCOMOTIVE ON SLOPING VIBRATING SURFACE IN BLAST

V. Lukianenko, A. Nikiforov

In this article a method is expounded calculations of aerodynamic force and aerodynamic moment, that operate on a body in the current of air. For the calculation of aerodynamic sizes the method of laying out of body is used on aerodynamic profiles in that elementary aerodynamic force and elementary aerodynamic moment are determined for the case of flat flow (two coordinates are examined only)

ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ЗМЕНШЕННЯ УДАРНОГО ІМПУЛЬСУ ПРИ ВІДОКРЕМЛЕННІ КАЧАНІВ

Завірюха М.В., асист., Ракул О.І. асист., Пилип В.Є. асист.

Миколаївський національний аграрний університет

Проведено аналіз часу відокремлення качана кукурудзи від плодоніжки та отримано залежності для визначення граничних зусиль руйнування та швидкості. Отримано експериментальні дані для визначення зусилля руйнування плодоніжки качана та розтягу плодоніжки при її руйнуванні

Постановка проблеми. З кожним роком кількість кукурудзозбиральної техніки на території України зменшується і наробіток на одну машину вже перевищив 1000 га на одну машину. Останніми роками склалась тенденція до використання закордонної кукурудзозбиральної техніки, яка не може бути рекомендована як універсальна для вирощуваних сортів і будь-якого регіону кукурудзяного поясу. Для розвитку національного сільськогосподарського машинобудування необхідно розробляти конструкції, які будуть адаптовані до умов роботи відповідного регіону і при цьому мати гідний показник ціна-якість. Для цього кінематично-конструктивні показники техніки, яка проектується повинні виходити з розмірно-масових та фізико-механічних властивостей стебла, качанів та зерен кукурудзи. Тому вивчення даних питань на території півдня України є особливо актуальним.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. О.В. Бондаренком вивчався процес відокремлення качанів за допомогою похилої стріперної пластини [2]. Відокремлення качанів на стріперних пластинах може відбуватись внаслідок центрального удару качана об стріперну пластину, затискання качана між стріперними пластинами, косою удару качана об стріперну пластину, а також за рахунок інерційних сил. Л.І. Анісімова досліджувала швидкість переміщення стебла вальцями і відокремлення качанів на пікерних вальцях [1]. Е.В. Труфляк досліджував питання збирання стиглої кукурудзи, а саме процесами відокремлення качанів та протягуванням стебел [5]. Але проведені дослідження були виконанні специфічними методиками, які є достатньо складними і громіздкими для практичних розрахунків. І тому є доцільним отримання таких методик розрахунку, які були б достатньо простими з теоретичної точки зору і давали б порівняно достовірні та адекватні результати.

Мета статті. Провести дослідження щодо часу відокремлення качанів кукурудзи від плодоніжки та отримати залежності для визначення граничних зусиль руйнування та швидкості. Отримати експериментальні дані для визначення зусилля руйнування плодоніжки качана та розтягу плодоніжки при її руйнуванні.

Виклад основного матеріалу. Проведемо аналіз часу відокремлення

качана від плодоніжки на стреперних пластинах за рахунок її статичного розтягування. У реальних кукурудзозбиральних машинах протягувальні вальці обертаються з окружною швидкістю до 5 м/с. Тому при ударі качана по стреперним пластинам виникає ударний імпульс, в результаті чого за дуже малий час удару відбувається відносно велике уповільнення руху качана (від 5 до 0 м/с) [3]. Це викликає великі прискорення, а отже - і сили інерції, які притискають качан до пластин. При цьому ці сили діють на плодоніжку, розтягуючи її.

Критичну швидкість стебла можна визначити з відомого виразу [3]:

$$V_{стеб} = \frac{P_{р.пл}^{стат} \cdot \Delta t}{m_{кач}}, \quad (1)$$

де $V_{стеб}$ – швидкість стебла, м/с;

$P_{р.пл}^{стат}$ – зусилля руйнування плодоніжки за статичних умов, Н;

Δt – час удару, с;

$m_{кач}$ – маса качана, кг.

У теорії удару часто приймають зміни місцевих деформацій тіл такими, як і при статичному впливі сили.

В цьому випадку, знаючи статичну величину руйнівного зусилля $P_{р.пл}^{стат}$, можна визначити час деформації плодоніжки біля основи качана з виразу (1):

$$\Delta t = \frac{V_{стеб} \cdot m_{кач}}{P_{р.пл}^{стат}}. \quad (2)$$

В свою чергу, Δt можна визначити також як

$$\Delta t = \frac{\Delta l_{плод}}{V_{стеб}}, \quad (3)$$

де $\Delta l_{плод}$ – величина абсолютного видовження плодоніжки, мм.

Тоді, прирівнявши (2) і (3), отримаємо

$$\frac{V_{стеб} \cdot m_{кач}}{P_{р.пл}^{стат}} = \frac{\Delta l_{плод}}{V_{стеб}}, \quad (4)$$

звідки

$$V_{стеб} = \sqrt{\frac{P_{р.пл}^{стат} \cdot \Delta l_{плод}}{m_{кач}}}. \quad (5)$$

Визначимо час руйнування зв'язку «качан – плодоніжка» з урахуванням динамічного навантаження. Розрахунок динамічного впливу виконаємо за методикою розрахунку, руйнування при динамічних навантаженнях [4]. Удар

качана по стріперним пластинам подібний удару вантажу з силою Q по стержню. Початок разом зі стеблом рухається зі швидкістю, приблизно рівною швидкості протягувальних вальців. Приймаючи цю швидкість 5 м/с , визначимо висоту падіння вантажу з виразу:

$$V_{стеб} = \sqrt{2gh_{над}}, \quad (6)$$

звідки

$$h_{над} = \frac{V_{стеб}^2}{2 \cdot g}. \quad (7)$$

Величина динамічного розтягування плодоніжки:

$$\Delta l_{плод}^{\text{дин}} = \Delta l_{плод}^{\text{стат}} + \sqrt{\Delta l_{плод}^{\text{стат}^2} + 2 \cdot h \cdot \Delta l_{плод}^{\text{стат}}}, \quad (8)$$

де $\Delta l_{плод}^{\text{дин}}$ – динамічна деформація плодоніжки, мм;

$\Delta l_{плод}^{\text{стат}}$ – деформація плодоніжки від статично прикладеного навантаження, мм.

Визначимо динамічний коефіцієнт:

$$K_{дин} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta l_{плод}^{\text{стат}}}}. \quad (9)$$

Динамічне навантаження визначається з виразу:

$$\sigma_{дин} = K_{дин} \cdot \sigma_{стат}, \quad (10)$$

де $\sigma_{стат}$ – статична напруга, Н/мм².

Теоретично максимально можливе зусилля, що діє на плодоніжку, визначаємо як

$$P_{р.пл}^{\text{дин}} = \pi \cdot R^2 \cdot \sigma_{дин}, \quad (11)$$

де $P_{р.пл}^{\text{дин}}$ – динамічне зусилля руйнування зв'язку «качан – плодоніжка», Н;

$\sigma_{дин}$ – динамічне руйнівне навантаження, Н/мм²;

R – радіус плодоніжки, мм.

Швидкість удару при динамічному впливі визначимо з виразу (12), підставляючи в нього динамічні характеристики:

$$V_{стеб} = \sqrt{\frac{P_{р.пл}^{\text{дин}} \cdot \Delta l_{плод}^{\text{дин}}}{m_{кач}}}. \quad (13)$$

При цьому час удару складає

$$\Delta t = \frac{V_{стеб} \cdot m_{кач}}{P_{р.пл}^{дин}}. \quad (14)$$

При аналізі динамічного характеру зміни швидкості були прийняті наступні припущення:

1. Напруження при ударі не перевищують межі пропорційності, так що закон Гука при ударі зберігає свою силу (пружний удар).

2. Тіла після удару не відокремлюються один від одного. У реальному процесі після удару качана по пластинах зв'язок качана зі стеблом порушується. Це веде до зниження величини зусилля, що руйнує плодоніжку, і до скорочення часу ударного імпульсу.

3. Маса стріперних пластин в розрахунок не приймається, оскільки вона не може деформуватися під дією удару качана.

4. Втратою частини енергії, що перейшла в тепло і в процес коливального руху ударного тіла (качана), нехтуємо.

Як бачимо, припущення 1, 3 і 4 дотримуються. Що стосується допущення 2, то введемо в розрахунок наступну поправку. Прийmemo імпульс сили за трикутник (рис. 1).

В процесі дослідження були визначені основні параметри ударного імпульсу: зусилля (P) і час удару (Δt) для нерозривного зв'язку "качан - плодоніжка". Враховуючи реологічні умови протікання процесу розрив зв'язку "качан - плодоніжка" відбувається при значно менших значеннях P і Δt .

Розглянемо два подібні трикутника $\triangle OAC$ і $\triangle OA'C'$. Висота $A'C'$ відповідає реальній силі руйнування зв'язку "качан - плодоніжка", а сторона OC' - реальному часу руйнування.

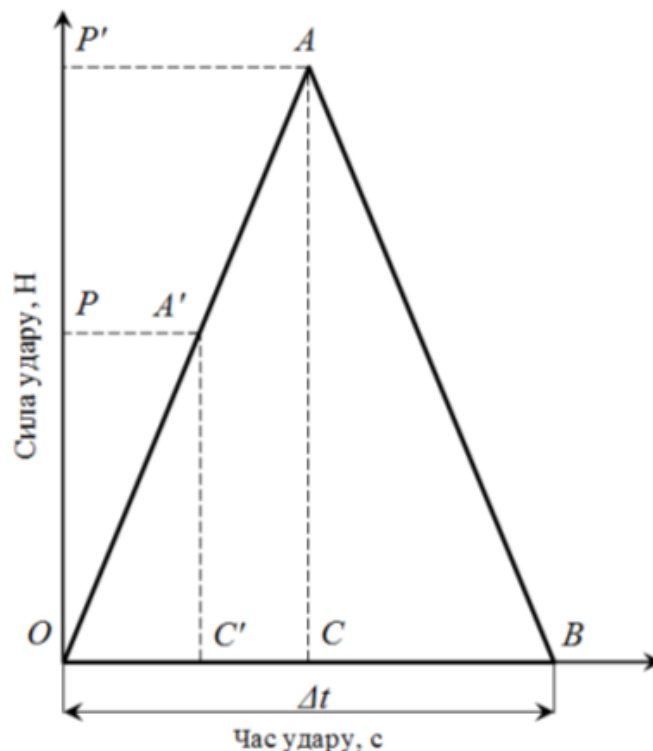


Рис. 1 – Співвідношення між зусиллям та часом удару

Тоді, враховуючи вищесказане отримуємо реальний час руйнування зв'язку «качан – плодоніжка» з наступного відношення

$$\frac{AC}{A'C'} = \frac{OC}{OC'}, \quad (15)$$

звідки

$$\Delta t = OC' = \frac{A'C' \cdot OC}{AC}. \quad (16)$$

Завдання експериментальних досліджень - підтвердження реального часу руйнування зв'язку «качан – плодоніжка» і вибір на його основі правильної методики розрахунку.

Для визначання міцності та видовження плодоніжки кукурудзи використовували методику, яка приведена в спеціалізованій літературі. Загальний вид лабораторно-дослідного приладу для визначення міцності, а також видовження плодоніжки кукурудзи зображений на рис. 2.



а



б

Рис. 2 – Лабораторно-дослідний прилад для визначення міцності плодоніжки кукурудзи:

а – вид з переду; б – вид збоку

Після статистичного обробітку експериментальних даних була отримана залежність зусилля розриву плодоніжки $F_{відр}$ при різних кутах прикладання сили, яка представлена рис. 3.

Проведені дослідження дозволили зробити висновки про те, що зусилля руйнування зв'язку качан-плодоніжка знаходяться в значних межах від 14 до 389 Н. Це можливо пояснити тим, що качани мають різну вагу і відповідно різний за величиною діаметр пролодоніжки, а зусилля руйнування є прямопропорційною функцією цього параметру. Найбільш слабким місцем в плодоніжці є переріз, який проходить у основи качана, тому що в 84% випадків руйнування відбувається саме в ньому. Зі збільшенням кута прикладання зусилля розриву для гібридів всіх груп стиглості зусилля руйнування зв'язку качан-плодоніжка зменшується до 27 разів. Але проведені дослідження дозволяють визначити оптимальний кутовий діапазон, при якому буде дотримуватись якість виконання операції на потрібному рівні. Тому є можливим рекомендувати його в межах $30...55^\circ$ – це дозволяє проводити руйнування зв'язку качан-плодоніжка без ковзання по стріперним пластинам в процесі відокремлення качанів із зусиллям $224...105$ Н.

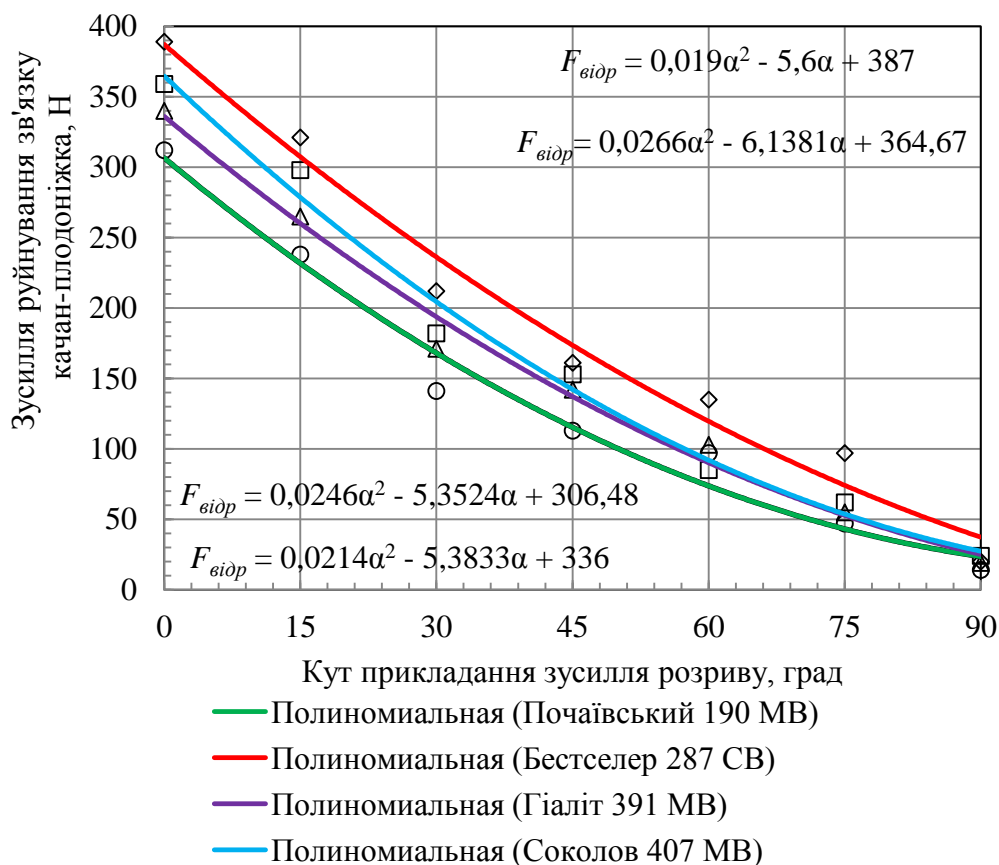


Рис. 3 – Залежність зусилля розриву плодоніжки $F_{відр}$ при різних кутах прикладання сили (α) для гібридів різної стиглості

Також при проведенні досліджень визначалась сила розтягу P і відповідне їй видовження стебла Δl . За цими даними, а також, знаючи діаметр стебла d і його початкову довжину l (точніше, початкову відстань між затискачами),

розраховувалось відносне видовження стебла ε і умовне напруження σ (рис. 3 та рис. 4). Дані величини визначались для гібриду Почаївський 190 МВ і отримані значення з достатньою точністю можливо використовувати для всіх гібридів, що розповсюджені в Степовій зоні України.

Отримані залежності видовження стебла при його руйнуванні можуть бути використані в розрахунках по визначенню потужності качановідокремлювального апарату, в тому числі при визначенні потужності, яка необхідна для руйнування зв'язку качан-плодоніжка.

Паралельно з вищенаведеним дослідом проводилось визначення умовного напруження σ при якому відбувається руйнування зразка за наступною формулою:

$$\sigma = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d^2}, \quad (17)$$

де P – зусилля руйнування плодоніжки, Н;
 d – найменший діаметр плодоніжки, яка руйнується.

Після проведення статистичних розрахунків було визначено, що значення умовного напруження змінювалось в достатньо широкому діапазоні і коливався в межах 3,21...5,47 Па для плодоніжок діаметром 6...14 мм.

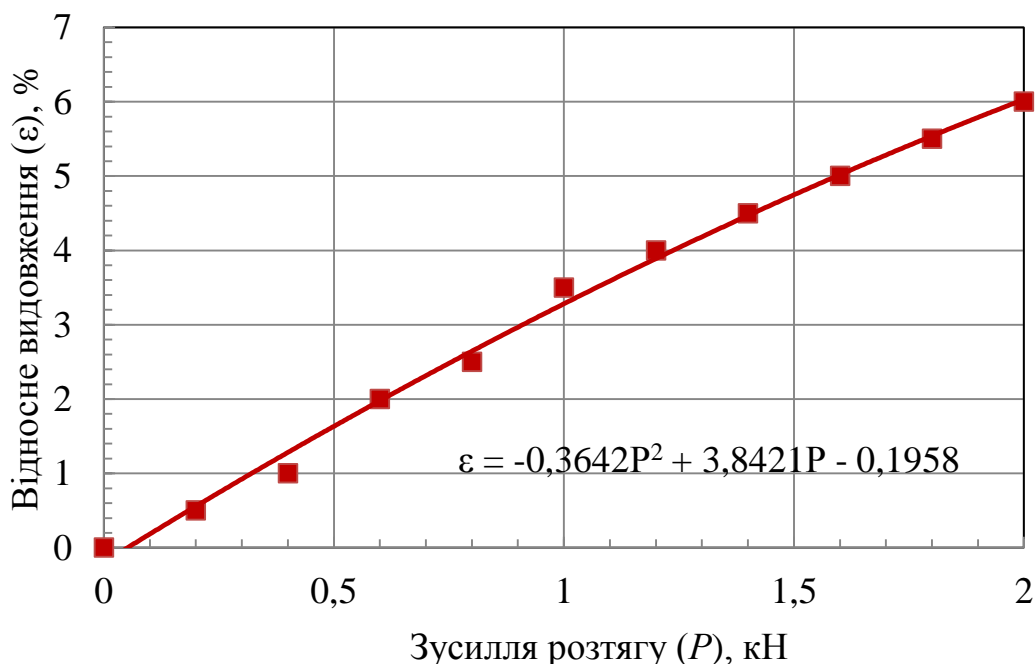


Рис. 4 – Визначення відносного видовження плодоніжки кукурудзи в залежності від прикладеного зусилля

Висновки. Отримані теоретичні залежності та практичні результати роботи дозволяють з достатньою точністю визначати граничні значення швидкості удару та руйнування зв'язку початок плодоніжка. Визначити кінематичні параметри, які задовольняють якісні показники зібраного врожаю з точки зору втрат вільними качанами та травмування зерна та качанів.

Список використаних джерел

1. Анисимова Л.И. Теоретические и экспериментальные исследования закономерностей движения стеблей в початкоотделяющих аппаратах ручьевого типа // Сб. науч. тр. / ВИСХОМ, Москва, – 1966. – Вып. 47. – С.259-280.
2. Бондаренко О.В. Теоретичні дослідження процесу відокремлення качанів / Бондаренко О.В. // Вісник аграрної науки Причорномор'я, Випуск 4. – Миколаїв, 2006. – С. 260-267.
3. Завірюха М.В. Дослідження механічного пошкодження качанів під час відокремлення на стріперних пластинах / М.В. Завірюха // Международная научно-практическая интернет-конференция «Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития 2012». – Одесса, 2012. – Режим доступа до статті: <http://www.sworld.com.ua/konfer28/662.pdf>.
4. Топал Г.Д. Исследование травмирования одиночных зерен кукурузы при статических и динамических нагрузках / Г.Д. Топал // Совершенствование технологий, процессов, конструкции с.-х. машин и животноводческого оборудования: межвуз. сб. науч. тр. / Кишиневский СХИ. – Кишинев, 1979. – С. 53-54.
5. Труфляк Е.В. Теоретическое определение времени отделения початка в кукурузоуборочной жатке / Е.В. Труфляк // Научный журнал КубГАУ [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2008. – № 06(40). – 9 с.

Аннотация

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПУТЕЙ УМЕНЬШЕНИЯ УДАРНОГО ИМПУЛЬСА ПРИ ОТДЕЛЕНИИ ПОЧАТКОВ

Завірюха Н.В., Ракул А.И., Пилип В.Е.

Проведен анализ времени отделения початка кукурузы от плодоножки и получены зависимости для определения предельных усилий разрушения и скорости. Получены экспериментальные данные для определения усилия разрушения плодоножки початка и растяжения плодоножки при ее разрушении

Abstract

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES RATIONALE FOR WAYS TO REDUCE OF THE SHOCK PULSE SEPARATION COBS

M. Zaviryuha, O. Rakul, V. Pilip

Analyzes the time separating corn from the stalk and received according to the definition of boundary breaking effort and speed. The experimental data for the determination of effort destruction stalk and ear stretching stalk at its destruction

ВПЛИВ ВІБРАЦІЙНОЇ ДІЇ НА ЯКІСТЬ КОРМОСУМІШІ ТА ПРОДУКТИВНІСТЬ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА-ЗМІШУВАЧА

Ловейкін В.С., д.т.н., проф., Гудова А.В. асп.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

У статті наведено результати експериментальних досліджень процесу змішування. З'ясовано вплив вібраційної дії на якість кормосуміші та продуктивність конвеєра-змішувача

Постановка проблеми. Наукою і практикою доведено, що продуктивність тваринництва напряму пов'язана з раціоном харчування.

Так, при відгодівлі свиней кормосумішню, збагаченою вітамінами, біостимуляторами і іншими поживними речовинами, приріст живої маси досягається до 40%. Щоб тварина з'їдала всі корми повністю, необхідно досягти відповідної однорідності кормосуміші [1].

Згідно з вимогами до кормових сумішей неоднорідність повинна бути не більше 10% для кормів, які призначені для годівлі свиней, і не більше 20% для великої рогатої худоби та овець [2].

Однак, гвинтові конвеєри-змішувачі не забезпечують повною мірою необхідну якість суміші. Для покращення цього показника, пропонується перемішувачий ефект шнека доповнити впливом вібрації на матеріал [7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналітичні дослідження, що наведені в працях Василенка П.М. [3], Кукти Г.М [4], Ревенка І.І. [5], Губко І.М [6] та інших, в основному, стосуються теоретичних основ процесу змішування кормів.

Закономірності вібраційного змішування сипких компонентів при приготуванні кормової суміші розглянуті у працях [7, 8]. Вплив вібрації на продуктивність і енергозатрати машини досліджено в роботі [9].

Однак, необхідність виявлення впливу вібраційної дії на однорідність суміші конвеєра-змішувача та необхідність розширення експериментальних досліджень, які спрямовані на обґрунтування параметрів вібрації, зумовило проведення даних досліджень.

Метою статті є встановлення впливу вібраційної дії на однорідність та продуктивність конвеєра-змішувача.

Результати досліджень. Для визначення впливу вібраційної дії на змішування кормів проведено експериментальні дослідження, для здійснення яких розроблено лабораторну установку.

Дослідна установка складається з гвинтового змішувача та приводного механізму. Останній складається з моторредуктора 1 та запобіжної муфти 3 (рис. 1). Привод моделі здійснюється від трифазного електродвигуна змінного струму, потужністю 2,2 кВт і частотою обертання ротора 1420 об/хв. через планетарний редуктор з передаточним відношенням 22,5.

Гвинтовий конвеєр-змішувач складається з завантажувального 7 і вивантажувального 6 пристроїв, жолоба 4 і гвинтового вала 2. Гвинтовий вал, в свою чергу, спирається на підшипники, які вмонтовано в жолобі на пружних гумових амортизаторах 5.

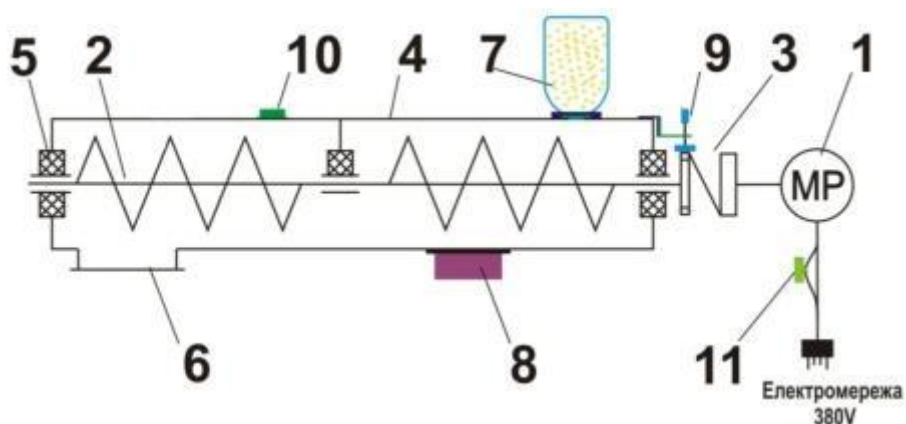


Рис. 1 – Схема дослідної установки

Для одночасної подачі матеріалу у зону змішування зверху на жолобі змонтовано систему подачі матеріалу (завантажувальний пристрій) (рис.2).



Рис. 2 – Система завантаження



Рис. 3 – Кріплення вібратора

Для проведення експериментальних досліджень використовувався вібратор ИВ-99Б 8 (рис. 3) із частотою коливань 50 Гц.

Згідно інструкції по експлуатації 2-1.003РЭ, вібраційний пристрій приєднано до металевій плити, яка за допомогою чотирьох шпильок кріпиться до кутиків (рис. 3). Останні змонтовані зверху на корпусі жолоба змішувача. Вібрація подається на жолоб, коливання направлені перпендикулярно до осі шнека, щоб виключити вплив вібрації на ККД транспортування і тим самим на продуктивність.

Для зниження відчутних низькочастотних коливань, які шкідливі як для людини, так і для обладнання здійснено віброізоляцію обладнання. Для нормалізації роботи установки використано віброопори, а саме пластину технічну пористу пресовану ТУ 38.105 867-90. Віброопори вибиралися з огляду на: 1) вагу об'єкта, який необхідно віброізулювати; 2) кількість віброопор; 3) частоту обертання вала двигуна в хвилину.

Вібратор являє собою електродвигун з установленими на кінцях вала ротора дебаланси. Дебаланси, обертаючись з валом ротора, створюють

відцентрову (змушуючу) силу. Регулювання величини змушуючої сили вібратора здійснюється шляхом зміни взаємного розміщення дебалансів на обох кінцях вала.



Рис. 4 – Схема встановлення дебалансів: а) позиція I; б) позиція II

Вихідні параметри вібратора в залежності від положення дебалансів наведені у табл. 1.

Таблиця 1 – Залежність статичного моменту дебалансів від їх положення

| Положення | Статичний момент дебаланса, кг*см | Вимушуюча сила при синхронній частоті коливань, кН | Вимушуюча сила при частоті коливань холостого ходу, кН |
|-----------|-----------------------------------|--|--|
| I | 2,55 | 2,5 | 1,9 |
| II | 3,45 | 3,4 | 2,6 |

Вимірювання вібрації здійснювалось акселерометром MMA7260QT10 (рис. 1), який прикріплювався до кутиків жолоба. Акселерометр – пристрій, здатний вимірювати прискорення предмета, при зсуві його відносно свого нульового положення. Цей пристрій виробляє вихідний електричний сигнал, рівень якого пропорційний прискоренню віброуючого механізму [0]. Для зчитування сигналів з цих датчиків застосовувався підсилювач-перетворювач та персональний комп'ютер.

Результати вимірювання вібрації, а саме подвійної амплітуди (розмаху) віброприскорення, наведено на рис. 5.

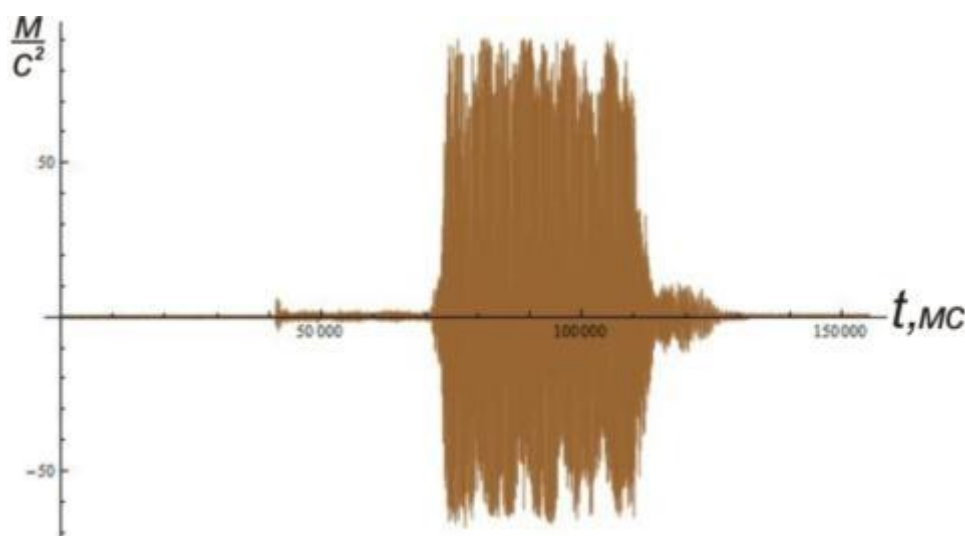


Рис. 5 – Експериментальні результати вимірювання вібрації

Щоб отримати значення вібропереміщення, необхідно зробити перерахунок отриманих даних, користуючись «калькулятором перерахунку вібрації» (рис. 6) [11].

Для цього необхідно ввести у відповідне поле частоту, при якій визначається параметри вібрації, та значення амплітуди віброприскорення. Інші значення, зокрема середньоквадратичне значення вібропереміщення, віброприскорення, віброшвидкості та амплітуду вібропереміщення програма розрахує сама.

| Калькулятор для определения виброперемещения, виброскорости, виброускорения и взаимному пересчёту. | | |
|--|---------------------------|---------------|
| 1. Частота при которой определяются параметры вибраций | 50 Гц | Очистить всё |
| 2. СКЗ вибросмещения | 645.5 мкм | Опред. другие |
| 3. Амплитуда вибросмещения | 912.8 мкм | Опред. другие |
| 4. Виброперемещение (размах) | 1826 мкм | Опред. другие |
| 5. СКЗ виброскорости | 202.7 мм/с | Опред. другие |
| 6. СКЗ виброускорения | 63.64 м/с ² | Опред. другие |
| 7. Амплитуда виброускорения | 90 м/с ² | Опред. другие |

Рис. 6 – Зовнішній вигляд програми

Результати розрахунку: віброзміщення (розмах) 1,8 мм; середньоквадратичне значення віброшвидкості 0,2 м/с; середньоквадратичне значення віброприскорення 63,6 м/с².

Кутова швидкість на ведучому валу вимірювалась за допомогою датчика кутової швидкості 9 (рис. 1). Потужність на приводному валу вимірювалась через значення струму і напруги, які ми отримали за допомогою датчика струму 11 (рис. 1) та мультиметра відповідно.

Принцип дії конвеєра-змішувача гвинтового типу такий: попередньо підготовлені (подрібнені) кормові компоненти безперервним потоком подаються через систему подачі матеріалу в жолоб. Потрапляючи на гвинт жолоба, матеріал під дією останнього поступально рухається по жолобу.

Вібратор вмикався через 5-10 секунд після подачі матеріалу. Внаслідок чого в граничному прошарку між матеріалом, що транспортується, і жолобом утворюється стан віброкипіння. Цей стан характеризується розпушенням сипучого тіла й посиленою циркуляцією його частинок, зменшенням тертя матеріалу о жолоб, що в свою чергу зменшує зношення поверхні жолоба [13].

Після припинення подачі матеріалу у завантажувальний пристрій для

повної очистки внутрішньої поверхні жолоба конвеєр деякий час працює вхолосту, після чого привод змішувача і вібратор виключають.

Результати експериментальних досліджень. Значення однорідності і продуктивності вимірювалось без вібрації та з вібрацією протягом усього часу змішування.

Вихідні данні експерименту: 1. Тривалість активації – 60 с.

2. Крок шнека – 275 мм.

3. Частота обертання вала змішувача – 6,6 рад/с².

4. Зовнішній діаметр шнека – 250 мм.

5. Частота коливань вібратора – 50Гц.

6. Статичний момент маси дебалансів вібробуджувача 2,55 кг*см та 3,45 кг*см. Отже, змушуюча сила при синхронній частоті коливань відповідно дорівнює $F_{зм} = 2,5$ і $F_{зм} = 3,4$ кН.

Отриману однорідність оцінювали за коефіцієнтом неоднорідності, який характеризує середньоквадратичне відхилення в пробах суміші концентрації компонента, за яким проводиться аналіз.

Для проведення експерименту обрано суміш, яка складалась з чотирьох компонентів (рис. 7), а саме: кукурудзи, жита, ячменю та компоненту, який використовувався у якості премікса, у співвідношенні 31:31:37:1 відповідно. Маса завантаження складала 52,4 кг.

Ключовим компонентом було обрано кукурудзу, яка додавалась безпосередньо в конвеєр перед кожним циклом змішування. Вибір кукурудзи ключовим компонентом зумовлений тим, що вона добре розпізнається на розбірній дошці.



Рис. 7 – Складові суміші:

а) кукурудза (насіпна маса $\rho = 804$ кг/м³); б) ячмінь ($\rho = 647$ кг/м³); в) жито ($\rho = 747$ кг/м³); г) псевдопремікс

Використовуючи гравіметричний метод, вибірки суміші сипкого матеріалу відбирались по всій довжині жолоба, зокрема на початку, всередині і в кінці (точковий відбір). Проби були відібрані в трьох місцях конвеєру. Повторність дослідів трикратна.

Кожна відібрана вибірка засипалась в сито з прохідним перерізом 7 мм, після просіювання зерно кукурудзи залишалось на ситі, а насіння жита, ячменю і псевдопреміксу просипалось вниз (метод кількісного аналізу проб) і т.д. Використовувалась система сит з отворами 7 мм, 3 мм, 1,8 мм.

Після розділення на ситах визначали масу зерен ключового компоненту та його концентрацію в пробі. Проби зважували на електронних вагах Beurer KS22, точність вимірювання яких складає 1 г.

Отримавши ряд значень концентрації ключового компоненту в пробах, було знайдено коефіцієнт неоднорідності (варіації) суміші за формулою (1):

$$V_c = \frac{100}{X} \sqrt{\frac{\sum_1^n (X_i - m)^2}{n-1}}, \quad (1)$$

де X_i – значення вмісту ключового компонента у пробі, г;

n – число проб;

m – середньоарифметичне значення вмісту ключового компонента в суміші, г.

Однорідність визначалась за формулою (2):

$$\lambda = 100 - V_c, \quad (2)$$

де λ – однорідність [12].

За формулами (1) і (2) проведені розрахунки однорідності суміші за допомогою програми Excel.

Результати лабораторних досліджень та результати розрахунків коефіцієнту варіації приведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати досліджень однорідності

| | при Fзм=0 кН | | | при Fзм=2,5кН | | | при Fзм=3,4кН | | |
|---------------------------------------|--------------|--------|--------|---------------|-------|-------|---------------|-------|-------|
| <i>початок</i> | 151 | 145 | 141 | 139 | 142 | 142 | 134 | 128 | 138 |
| <i>середина</i> | 113 | 110 | 117 | 140 | 146 | 138 | 127 | 131 | 120 |
| <i>кінець</i> | 125 | 128 | 111 | 145 | 154 | 147 | 148 | 145 | 124 |
| <i>m</i> | 129.7 | 127.7 | 123.0 | 141.3 | 147.3 | 142.3 | 136.3 | 134.7 | 127.3 |
| <i>n</i> | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| <i>X₁-m</i> | 21.3 | 17.3 | 18.0 | -2.3 | -5.3 | -0.3 | -2.3 | -6.7 | 10.7 |
| <i>X₂-m</i> | -16.7 | -17.7 | -6.0 | -1.3 | -1.3 | -4.3 | -9.3 | -3.7 | -7.3 |
| <i>X₃-m</i> | -4.7 | 0.3 | -12.0 | 3.7 | 6.7 | 4.7 | 11.7 | 10.3 | -3.3 |
| <i>(X₁-m)²</i> | 455.1 | 300.4 | 324.0 | 5.4 | 28.4 | 0.1 | 5.44 | 44.4 | 113.8 |
| <i>(X₂-m)²</i> | 277.7 | 312.1 | 36.00 | 1.78 | 1.78 | 18.8 | 87.11 | 13.4 | 53.78 |
| <i>(X₃-m)²</i> | 21.78 | 0.11 | 144.0 | 13.4 | 44.4 | 21.8 | 136.1 | 106.8 | 11.11 |
| <i>Σ(X_i-m)²</i> | 754.7 | 612.7 | 504.0 | 20.7 | 74.7 | 40.7 | 228.7 | 164.7 | 178.7 |
| <i>δ</i> | 19.43 | 17.50 | 15.87 | 3.21 | 6.11 | 4.51 | 10.69 | 9.07 | 9.45 |
| <i>V_c</i> | 14.98 | 13.71 | 12.91 | 2.27 | 4.15 | 3.17 | 7.84 | 6.74 | 7.42 |
| <i>λ</i> | 85.02 | 86.29 | 87.09 | 97.73 | 95.85 | 96.83 | 92.16 | 93.26 | 92.58 |
| <i>Якість</i> | задов. | задов. | задов. | відм. | відм. | відм. | добре | добре | добре |

де δ – середньоквадратичне відхилення

За отриманими результатами побудовано графіки залежності якості суміші від змушуючої сили вібратора (величини амплітуди коливань змішувача) (рис. 8).

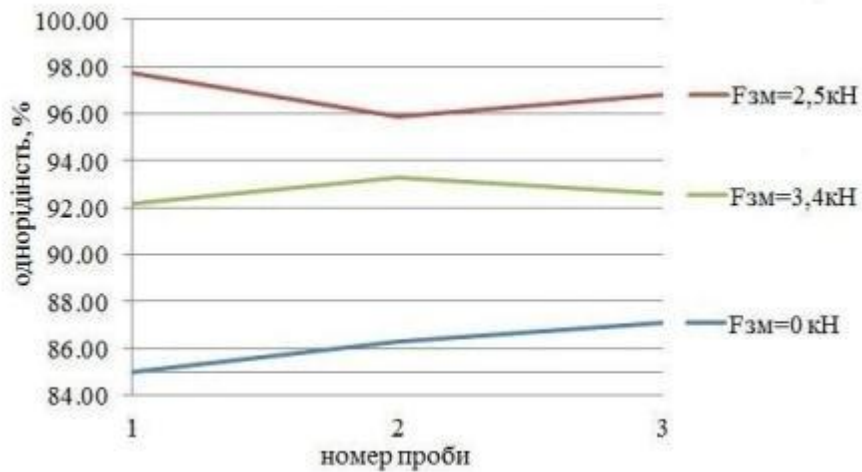


Рис. 8 – Залежність якості суміші від величини змушуючої сили вібратора

Результати експериментальних досліджень та графічні залежності свідчать, що необхідна рівномірність змішування компонентів забезпечується при $F_{зм}=2,5$ кН і знаходиться на достатньо високому рівні: $\gamma = 95-97\%$. Цей рівень цілком задовольняє діючим зоотехнічним вимогам до кормових сумішей [2].

Збільшення значення змушуючої сили ($F_{зм} = 3,4$ кН) приводить до зменшення якості суміші до показників $\gamma = 92-93\%$. І разом з тим, було відмічено негативне явище сегрегації.

Якість суміші в неперервному змішувачі без застосування вібрації не відповідала зоотехнічним вимогам, оскільки складала 85-87%.

В підсумку можна сказати, що при використанні не надто інтенсивної вібрації (щоб не переважала хаотична компонента процесу) відбувається змішування з достатньо високими показниками якості. Занадто активна вібрація, в свою чергу, призводить до розшарування суміші на компоненти.

Результати досліджень по визначенню продуктивності конвеєра-змішувача. Однією з основних характеристик, яка відіграє важливу роль при виборі конвеєра-змішувача безперервної дії, є його продуктивність.

Найбільший вплив на продуктивність шнекових змішувачів має коефіцієнт заповнення міжвиткового простору робочого органу. Адже при малих його значеннях утворюється пасивна область, яка не заповнена сипким матеріалом, при цьому шнек обертається в холосту. А при збільшенні коефіцієнту заповнення сипкий матеріал не змішується, бо змішувачі позбавлені можливості пересипання [8]. Зазначимо, що коефіцієнт заповнення міжвиткового простору складає $\psi=0,3$.

Результати дослідження впливу вібрації на величину продуктивності змішувача приведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Результати дослідження продуктивності в залежності від сили вібрації

| | Без вібрації | Вібрація ($F_{зм} = 2,5$ кН) | Вібрація ($F_{зм} = 3,4$ кН) |
|--------------------------|--------------|----------------------------------|----------------------------------|
| Продуктивність Q, кг/год | 2160 кг/год | 2628 кг/год | 3060 кг/год |

Аналізуючи отримані дані, можна стверджувати, що чим інтенсивніше вібрація (частота коливання), тим більша продуктивність конвеєра-змішувача.

Але беручи до уваги дані результатів дослідження з однорідності суміші, необхідно вибирати оптимальні значення вібраційної дії з метою отримання достатньої однорідності і продуктивності. В нашому випадку, це відповідає значенню змушуючої сили 2,5 кН.

Висновки. Встановлено вплив вібраційної дії на процес руху кормосуміші. За результатами проведених випробувань виявлено, що завдяки вібрації зникає проблема утворення «мертвих зон», покращується однорідність суміші, збільшується продуктивність конвеєра-змішувача.

Список використаних джерел

1. Как с наименьшими затратами откормить свинью [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL:<http://www.domovest.ru/jivnost/svinya2.html> - Назва з екрану.
2. Ведомственные нормы технологического проектирования кормоцехов для животноводческих предприятий [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL:<http://files.stroyinf.ru/Data1/9/9286/> - Назва з екрану.
3. Василенко П.М. К методика составления дифференциальных уравнений движения частицы материала по фрикционным рабочим поверхностям сельськохозяйственных машинах. / П.М.Василенко // Конструирование и технология производства с/х машин. – 1973. – №3. С. 3-18.
4. Кукта Г.М. Технология переработки и приготовления кормов / Г.М. Кукта. – М.: Колос, 1978. - 240 с.
5. Ревенко І.І. Машини та обладнання для тваринництва: Підручник. / Ревенко І.І., Брагінець М.В., Ребенко В.І – К.: Кондор, 2011. - 731с.
6. Губко І.М. Механізація приготування кормів на тваринницьких фермах / Губко І.М., Кукта Г.М., Воронянський М.П. – К.: Урожай, 1966. - 124 с.
7. Межуева Л.В. Обоснование влияния виброэффектов на однородность кормовой смеси: Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Межуева Лариса Владимировна. – Оренбург, 2003. - 241 с.
8. Гурик О.Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів: Дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Гурик Олег Ярославович. – Тернопіль, 2003. - 188 с.
9. Плачкова В.А. Совершенствование рабочего процесса винтового дозатора трудносыпучих кормов путем применения угловой вибрации: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Плачкова Валентина Алексеевна. – Челябинск, 1984. - 225 с.
10. Вимірювання вібрації [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL:<http://arhiv-staey.pp.ua/index.php?newsid=26354> - Назва з екрану.
11. Вибрация, начальные сведения [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL:<http://fluct.narod.ru/firstreduction.htm>- Назва з екрану.
12. Методы определения однородности кормовых смесей [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://kalhoz.ru/str/17smeh2.htm> Назва з екрану.

13. Русанов С. Математичне моделювання процесу віброкипіння сипких середовищ. / С. Русанов, К. Луняка, В. Карманов // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – 2006. – № 1 (17). – С. 32-40.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ДЕЙСТВИЯ НА КАЧЕСТВО КОРМОСМЕСИ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВИНТОВЫМ КОНВЕЙЕРОМ-СМЕСИТЕЛЬ

Ловейкин В.С., Гудова А.В.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований процесса смешивания. Определено влияние вибрационного воздействия на качество кормосмеси и производительность конвейера-смесителя

Abstract

EFFECT OF VIBRATION ON THE QUALITY AND PERFORMANCE FORAGE SCREW CONVEYOR MIXER

V. Loveykin, A. Hudova

In paper the results of experimental studies of the mixing process are presented. The influence of vibration affecting the quality of the mixes and productivity of conveyor-mixer is found out

УДК 534.044

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ БІОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ В ОБЛАСТІ РЕЗОНАНСНИХ ЧАСТОТ

Мазнєва Г.Г., к.т.н., доц.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Розглянута біомеханіка тіла оператора сільськогосподарських машин. Показано, що коливання оператора є нелінійними і представляють «м'який» тип нелінійної жорсткості. Одержані аналітичні залежності переміщень оператора від коливань різних форм нелінійності

Постановка проблеми. У зв'язку зі збільшенням енергонасиченості сільськогосподарських машин і тракторів, підвищенням їх робочих швидкостей вібрації в кабінах посилюються і як правило, перевищують санітарні норми [1]. Тому виникає проблема захисту оператора, а конкретніше – тіла оператора, як біомеханічної системи. Підвищена вібрація негативно впливає на здоров'я оператора машини, особливо в діапазоні резонансних частот, які знаходяться

від 3 Гц до 7 Гц. Тому задача гасіння шкідливих вібрацій на низьких частотах є актуальною. Для розв'язку цієї задачі необхідно визначити схему віброзахисної системи, її структуру, враховуючи динамічні характеристики тіла оператора, як біомеханічної системи.

Дія вібрацій безпосередньо на тіло оператора може привести до порушення нормального стану, а також до виникнення вібраційної хвороби. Структурний шум, і вібрація впливають на психіку оператора, його продуктивність [2]. Отже при розв'язанні задачі віброзахисту оператора машини необхідне вивчення питання проходження механічних коливань через кістково-м'язові тканини, та реакції на такі вібрації. Такі питання не можливо розв'язати тільки теоретичним шляхом, необхідно також підключити і експериментальні дослідження.

Аналіз останніх досліджень. Питаннями, які присвячені вивченню динамічних властивостей тіла оператора, аналізу їх стану займалися ряд авторів: Фролов К.В., Гурко Х.О, Потьомкін Б.А і інші [2]. Дослідження цих авторів проводились в припущенні, що коливання тіла оператора описуються лінійними диференціальними рівняннями. Але лінійна теорія лише наближено описує реальну біомеханічну систему «машина-оператор». Наближено були знайдені параметри коливань в області резонансних частот. Ряд авторів вважають, що в дійсності модель тіла оператора є нелінійною.

Метою досліджень є розробка аналітичних методів розрахунку динамічних параметрів нелінійної біомеханічної системи під дією гармонічного збудження в діапазоні резонансних частот.

Виклад основного матеріалу. Для з'ясування нелінійності біомеханічної системи необхідно переконатися, що такі параметри, як частота, фаза коливань є змінними і залежать від амплітуди коливань, рівня віброзбудження крісла, на якому знаходиться оператор.

Скористаємось результатами експериментів [2]. На рис. 1 представлена залежність амплітуди коливань від рівнів віброзбудження для різних частот.

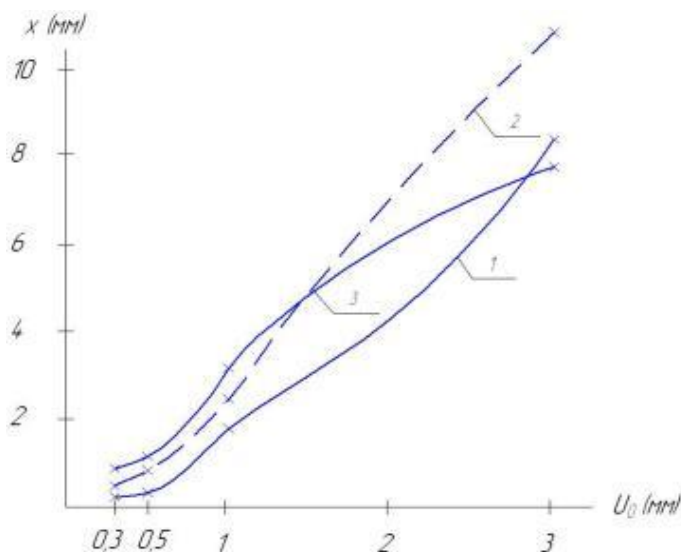


Рис. 1 – Амплітуда коливань голови оператора в залежності від рівня збудження при різних частотах: 1– частота 3 Гц; 2 – 4 Гц; 3– 5 Гц

Рівень віброзбудження змінювався від 0,3 мм до 3 мм. Частота змінювалась в діапазоні від 3 Гц до 5 Гц. Для віброзбудження 0,3 мм різниця між амплітудами коливань голови оператора є несуттєвою і змінюється від 0,1 мм до 0,7 мм. Коли рівень віброзбудження зростає, то амплітуда коливань теж збільшується. Особливо це помітно для частоти 4 Гц, де амплітуда коливань досягає 11 мм. Отже, для низьких рівнів віброзбудженості спостерігається лінійна залежність амплітуди від частоти, що неможливо сказати для великих рівнів, де спостерігається нелінійність, а частота наближається до резонансної.

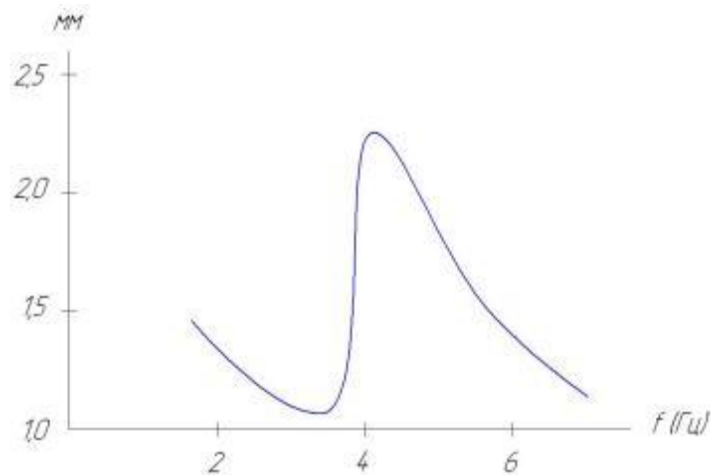


Рис. 2 – Залежність амплітуди коливань від частоти віброзбудження

На рис. 2 представлена амплітудно-частотна характеристика тіла оператора, яка вказує на нелінійність біомеханічної системи. Крива відхиляється у лівий бік, що свідчить про «м'який» тип зв'язку пружних характеристик тіла оператора. Резонансна частота зсувається в лівий бік на 1,3 Гц і наближається до частоти 4 Гц.

Оператор сільськогосподарської машини тривалий час знаходиться під дією віброзбудження. Помічено, що при тривалому перебуванні під дією вібрацій, динамічні характеристики тіла оператора змінюються (рис. 3)

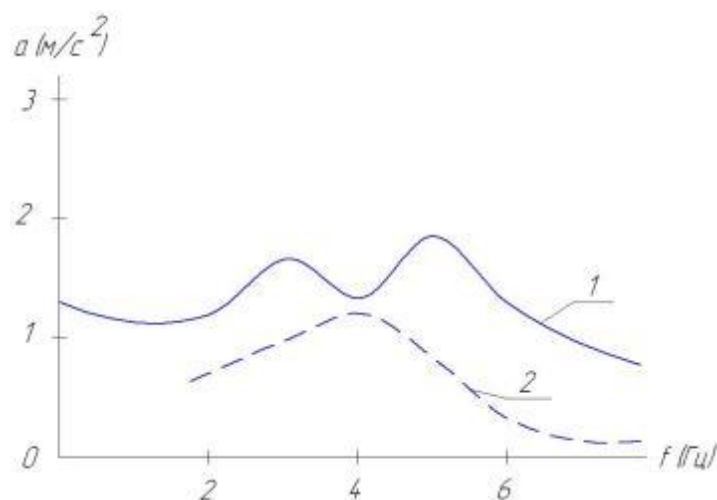


Рис. 3 – Амплітуда прискорення голови оператора в залежності від частоти коливань після різних термінів віброзбудження: 1 – термін дії 3 години; 2 – термін дії 1,25 години

Із збільшенням терміна дії вібрації майже в 2,5 рази прискорення збільшується не тільки по величині, а і в сторону зростання частоти. Якщо термін дії віброзбудження 1,25 години (крива 2) максимальне значення прискорення досягається на частоті 4 Гц, тоді як для терміну дії 3 години максимальне значення прискорення досягається в сторону збільшення частоти – до 5 Гц. На частоті 4 Гц віброприскорення мало залежить від терміну дії віброзбудження і різниця між ними дорівнює наближено $0,1 \text{ м/с}^2$, в той же час, як на частоті 5 Гц ця різниця майже в 10 разів більше. Так як амплітуди прискорення і переміщення по різному змінюються в залежності від частоти, то можна зробити висновок про нестационарність процесу коливань тіла оператора.

Дослідимо математичну модель тіла оператора сільськогосподарської машини. Будемо вважати, що маса оператора зосереджена в одній точці верхньої частини хребта і дорівнює m . Задача зводиться до дослідження коливань матеріальної точки масою m .

Диференціальне рівняння коливань маси m з урахуванням нелінійності пружних сил має вигляд:

$$x'' + \omega^2 x - \mu x^3 = 0, \quad (1)$$

де $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad \mu = \sqrt{\frac{c_1}{m}},$

c і c_1 – характеристики пружних сил,
 x – координата верхньої точки хребта.

Для якісної характеристики коливань матеріальної точки застосуємо метод фазової площини до рівняння (1). Рівняння (1) запишемо через швидкість x' , в результаті чого маємо:

$$\frac{1}{2} x'^2 + \frac{\omega^2 x^2}{2} - \mu \frac{x^4}{4} = c \quad (2)$$

Останнє рівняння представляє собою інтеграл енергії, де потенціальна енергія має вигляд:

$$П = \frac{\omega^2 x^2}{2} - \mu \frac{x^4}{4} \quad (3)$$

Із рівняння (2) знайдемо швидкість переміщення матеріальної точки

$$x' = \pm \sqrt{2 \left(c - \frac{\omega^2 x^2}{2} + \mu \frac{x^4}{4} \right)} \quad (4)$$

Аналіз структури фазової площини $(x(t), x'(t))$ показує, що коливання в околі початкового стану точки будуть малими, а отже доданок, який має параметр μ буде малим і рух буде періодичним та нагадуватиме гармонічні коливання. При зростанні початкової енергії періодичність коливань порушується.

Знайдемо критичне значення енергії C_M , яке співпадає з максимумом потенціальної енергії Π . Дослідимо функцію $\Pi(x)$ на екстремум, маємо:

$$C_M = \frac{\omega^4}{4|\mu|} \quad (5)$$

При зростанні μ величина C_M необмежено зростає, так як $\mu < 0$. Отже, коливання стають необмеженими, коли $t \rightarrow \infty$.

При $C = C_M$ фазова траєкторія матеріальної точки є замкнена крива, яка називається сипаратрисою. Отже, ця крива відокремлює періодичний рух точки від необмеженого. Для кількісної оцінки динамічних параметрів коливань матеріальної точки запишемо розв'язок диференціального рівняння (1), [4]

$$x = Csn[\sigma(t + h), k], \quad (6)$$

де $sn[\sigma(t + h), k]$ – еліптичний синус;

C, σ, k – невідомі сталі, які необхідно знайти через відомі параметри ω і μ .

Підставимо розв'язок (6) в диференціальне рівняння (1)

$$(Csn[\sigma(t + h), k])'' + \omega^2 Csn[\sigma(t + h), k] - (\mu(Csn[\sigma(t + h), k]))^3 = 0 \quad (7)$$

Знайдемо похідні x' і x'' і підставимо в диференціальне рівняння

$$\begin{aligned} x' &= C\sigma cn[\sigma(t + h), k] dn[\sigma(t + h), k], \\ x'' &= -C\sigma^2 \{sn[\sigma(t + h), k] dn^2[\sigma(t + h), k] + \\ &\quad + k^2 sn[\sigma(t + h), k] cn^2[\sigma(t + h), k]\} \end{aligned} \quad (8)$$

де $cn[\sigma(t + h), k]$ – еліптичний косинус;

$dn[\sigma(t + h), k]$ – функція дельта амплітуди, яка визначається за формулою:

$$dn[\sigma(t + h), k] = \sqrt{1 - k^2 \sin^2 am[\sigma(t + h), k]} \quad (9)$$

Так як $Csn[\sigma(t + h), k] = x$, то диференціальне рівняння (7) приймає вигляд

$$x'' + \sigma^2(1 + k^2)x - \frac{2\sigma^2 k^2}{C^2} x^3 = 0, \quad (10)$$

де k – називається модулем еліптичної функції.

Порівнюючи рівняння (1) і (10) можна записати

$$\begin{cases} \omega^2 = \sigma^2(1 + k^2) \\ \mu = \frac{2\sigma^2 k^2}{C^2} \end{cases} \quad (11)$$

Невідомі параметри σ, k і C входять в систему рівнянь (11). Отже, розв'язок диференціального рівняння (1) має вигляд (6), де параметри σ, k, C задовольняють рівнянню (11). Необхідно одержати третю умову для того, щоб знайти третій невідомий параметр.

Нехай початкові умови приймають вигляд:

$$x(0) = 0, \quad x'(0) = V_0 \quad (12)$$

Із другої початкової умови маємо:

$$V_0 = \sigma C \quad (13)$$

Враховуючи, що $cn(0) = dn(0) = 1$, із рівнянь (11), (13) знайдемо невідомі сталі:

$$\begin{aligned} \sigma^2 &= \frac{\omega^2 \pm \sqrt{\omega^4 - 2\mu\mathcal{V}_0^2}}{2} \\ C^2 &= \frac{2\mathcal{V}_0^2}{\omega^2 \pm \sqrt{\omega^4 - 2\mu\mathcal{V}_0^2}} \\ k^2 &= \frac{\mu\mathcal{V}_0^2}{\omega^2 (\omega^2 \pm \sqrt{\omega^4 - 2\mu\mathcal{V}_0^2}) - \mu\mathcal{V}_0^2} \end{aligned} \quad (16)$$

Розглянемо частинний випадок, коли пружна сила є лінійною. Формули (16) приймають вигляд:

$$\sigma = \omega, \quad k = 0, \quad C = \frac{\mathcal{V}_0}{\omega} \quad (17)$$

Значення σ , k , c не суперечать розв'язку лінійного рівняння, отже, перед радикалом в формулах (16) необхідно брати знак плюс. Розв'язком рівняння (1) буде функція:

$$x = Csn(\sigma t, k) \quad (18)$$

Невідомі сталі визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} \sigma &= \pm \frac{\lambda}{\sqrt{2}} \\ C &= \pm \frac{\mathcal{V}_0\sqrt{2}}{\lambda} \\ k &= \pm \frac{\sqrt{\mu}\mathcal{V}_0}{\sqrt{\omega^2\lambda^2 - \mu\mathcal{V}_0^2}}, \end{aligned} \quad (19)$$

де $\lambda^2 = \omega^2 + \sqrt{\omega^4 - 2\mu\mathcal{V}_0^2}$.

Підставимо формули (19) в формулу (18), одержимо переміщення матеріальної точки, як функцію параметрів ω , μ , \mathcal{V}_0 при $\lambda > 0$.

$$x(t) = \frac{\mathcal{V}_0\sqrt{2}}{\lambda} sn\left(\frac{\lambda}{\sqrt{2}}t, \frac{\sqrt{\mu}\mathcal{V}_0}{\sqrt{\omega^2\lambda^2 - \mu\mathcal{V}_0^2}}\right) \quad (20)$$

Припустимо, що крісло оператора переміщується по гармонічному закону. Диференціальне рівняння коливання оператора приймає вигляд:

$$x'' + \omega^2 x - \mu x^3 = a \cos pt, \quad (21)$$

де a – амплітуда вимушених коливань,
 p – частота.

Розв'язок диференціального рівняння (21) шукаємо наближено. Першим наближенням нехай буде функція:

$$x_0 = A \cos pt \quad (22)$$

Підставимо формулу (22) в диференціальне рівняння (21)

$$-Ap^2 \cos pt + \omega^2 A \cos pt - \mu A^3 \cos^3 pt = a \cos pt \quad (23)$$

Понизимо порядок тригонометричної функції $\cos^3 pt$ за формулою:

$$\cos^3 pt = \frac{3}{4} \cos pt + \frac{1}{4} \cos(3pt) \quad (24)$$

Підставимо формулу (24) в рівняння (23)

$$\left(-Ap^2 - \frac{3}{4}\mu A^3 + \omega^2 A\right) \cos pt - \frac{1}{4}\mu A^3 \cos(3pt) = a \cos pt \quad (25)$$

Прирівняємо коефіцієнти при $\cos pt$

$$-Ap^2 - \frac{3}{4}\mu A^3 + \omega^2 A = a,$$

$$\text{або} \quad -\frac{3}{4}\mu A^3 + (\omega^2 - p^2)A - a = 0 \quad (26)$$

Із останнього кубічного рівняння знайдемо амплітуду A

$$A_{1,2} = \pm \sqrt[3]{\frac{4a}{3\mu} (\sqrt[3]{1+B} + \sqrt[3]{1-B})} \quad (27)$$

$$\text{де} \quad B = \sqrt{1 - \frac{16(\omega^2 - p^2)^3}{81\mu a^2}} \quad (28)$$

У випадку, коли частота власних коливань дорівнює частоті вимушених ($\omega^2 = p^2$) настає резонанс. Коефіцієнт B у цьому випадку дорівнює одиниці, амплітуда

$$A = \pm 2 \sqrt[3]{\frac{4a}{3\mu}} \quad (29)$$

При малих значеннях μ , коли $\mu \rightarrow 0$ амплітуда необмежено зростає.

Знайдемо друге наближення розв'язку x_1 рівняння (21). Із рівняння маємо:

$$x'' = a \cos pt - \omega^2 x + \mu x^3$$

Підставимо в останнє рівняння замість x значення x_0 . За формулою (22)

$$x_1'' = a \cos pt - \omega^2 A \cos pt - \mu A^3 \cos^3 pt$$

Застосуємо формулу (24), одержимо:

$$x_1'' = -Ap^2 \cos pt - \frac{\mu A^3}{4} \cos 3pt \quad (30)$$

Із формули (30) маємо:

$$x_1' = -Ap \sin pt - \frac{\mu A^3}{12} \sin 3pt \quad (31)$$

Тоді друге наближення переміщення матеріальної точки буде:

$$x_1 = A \cos pt + \frac{\mu A^3}{36p^2} \cos 3pt,$$

або

$$x_1 = x_0 + \frac{\mu A^3}{36p^2} \cos 3pt, \quad (32)$$

де A – амплітуда коливань визначається за формулою (27).

Подальше наближення розв'язку x_2 знаходиться аналогічно, але це пов'язано з громіздкими викладками.

Висновок. Аналіз тіла оператора сільськогосподарських машин і тракторів, як біомеханічної системи показав, що ці коливання є нелінійними і нестационарними. Нелінійність пов'язана з пружними характеристиками біомеханічної системи. Амплітудно-частотна характеристика вказує на «м'який» тип пружних сил. Розглянута математична модель нелінійних, нестационарних коливань. В результаті досліджень одержано закон коливань в залежності від механічних параметрів системи в області резонансних частот. Одержані аналітичні вирази дозволяють обчислити амплітуду коливань, яка залежить від вимушеної сили, а також параметрів, що обумовлюють нелінійність біомеханічної системи.

Список використаних джерел

1. Шкляр А. Результати досліджень шумових характеристик зернозбиральних комбайнів / А. Шкляр // Техніка і технології АПК. -2010. - №1. – С.32-34.
2. Влияние вибраций различных спектров на организм человека и проблемы виброзащиты. Под редакцией К.В. Фролова. - М.: Наука, 1992.
3. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский – М.: Наука, 1996.
4. Янке Э. Специальные функции/ Э.Янке, Ф. Эмде, Ф. Леш. – М.: Наука, 1968.
5. Михайлович Я. Кого турбує стан парку тракторів?/ Я. Михайлович, А. Рубець // Пропозиція -2010.-№1(175). - С. 102-107.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ БИОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ В ОБЛАСТИ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ

Мазнева Г.Г.

Рассмотрена биомеханика тела оператора сельскохозяйственных машин. Показано, что колебания оператора являются нелинейными и представляют «мягкий» тип нелинейной жесткости. Получены аналитические зависимости перемещений оператора от колебаний разных форм нелинейности

Abstract

BIOMECHANICAL STUDY OF THE OSCILLATIONS OF THE SYSTEM IN THE VICINITY OF THE RESONANCE FREQUENCIES

G. Mazneva

We consider the operator's body biomechanics of agricultural machinery. It is shown that the fluctuations are nonlinear operator and provide a "soft" type of nonlinear stiffness. Analytical dependences of displacement operator from vibrations of different forms of nonlinearity

УДК 636.084.74

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТРИРІВНЕВОГО КОРМОЗМІШУВАЧА СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Мироненко А.П., мол. н.с., Сікун М.В., мол. н.с.

Інститут тваринництва національної академії аграрних наук України

Запропоновано удосконалену конструкцію вертикального кормозмішувача для приготування сипких матеріалів

Постановка проблеми. Сучасний стан розвитку тваринництва потребує використання прогресивних технологій. Виникає необхідність в забезпеченні цієї галузі більш новим високотехнологічним обладнанням, яке забезпечувало б якісне приготування повнораціонних інгредієнтів комбікормів для різних видів тварин і птиці. Добре відомо, що нормована годівля тварин повноцінними комбікормами відповідно до зоотехнічних вимог відіграє першочергову роль у підвищенні їх продуктивності.

Для забезпечення високої продуктивності тваринництва необхідна потужна кормова база. Без достатньої кількості кормів, прогресивних технологій збирання, переробки, зберігання та їх приготування в різних типах господарств неможливий ріст виробництва тваринницької продукції і зниження

її собівартості. Розвиток тваринництва і підвищення його рентабельності можливі лише за умови наявності в господарстві достатньої кількості високоякісних і, до того ж, дешевих кормів [1].

Відомо, що вартість комбікормів складає близько 40...60% собівартості продукції, а затрати праці на приготування кормів складають 25...35% від загальних затрат на виробництво готової продукції.

Слід також зазначити, що на ринку України з'явилась досить велика пропозиція різних типів обладнання для приготування інгредієнтів комбікормів, які випускаються серійно в країнах близького та далекого зарубіжжя. За наявності власної зернової сировини виробники продукції тваринництва і птахівництва повинні мати можливість самим виготовляти якісні комбікорми. Вирішенням цієї проблеми є використання провідних фірм малогабаритних вертикальних, горизонтальних, похилих комбікормових установок [2].

Основними процесами, які найбільше впливають на якість комбікормів, є подрібнення і змішування за відповідними методиками, тому важливо визначити вплив даних параметрів на технологічну ефективність роботи даного обладнання.

Формулювання цілей статті. Комбікорми – основа раціону для тварин при вирощуванні в господарствах. Від якості і собівартості комбікормів залежить рентабельність галузі, але обладнання для виробництва сипких матеріалів представлено в недостатній кількості.

Особливо велику увагу надають технічним характеристикам даного обладнання, вибору конструкцій змішувачів, робочих органів але й надійність їх в роботі та простоті у обслуговуванні.

Аналіз останніх досліджень. Вивченням проблем пов'язаних з виробництвом комбікормів за допомогою розробок нового покоління високотехнологічного обладнання для тваринництва, займаються науково-проектні організації та виробничі підприємства різних рівнів.

Різні конструкції, технічні характеристики та принципи роботи основних видів кормозмішувачів наведені в працях М.Б. Брагінця, І.П. Мелехова, Я.М. Жиліна, А.С. Клебана, С.В. Мельникова, В.Н. Риженкова, М.А. Борискіна, М.І. Шафермана, Ю.І. Ревенка [2].

Розробкою нових конструкцій, їх робочих органів кормозмішувачів інгредієнтів комбікормів згідно даної класифікації поділяються на: вертикальні, горизонтальні, похилі, а також малогабаритних комбікормових агрегатів, комбікормових установок, міні-комбікормових заводів та лінії по приготуванню інгредієнтів комбікормів займалися видатні вчені: Г.М. Кукта, В.І. Дешко, Ю.І. Ревенко, В.А. Макаров, А.А. Яцевич, П.В. Василенко, Н.П. Черняєв, Е.А. Раскатова, В.Є. Перельман [3, 4].

В перспективі головним напрямком стратегії виробництва нових видів кормозмішувачів для сільськогосподарського призначення стане розробка інтелектуально-нового покоління обладнання, яке буде мати високу технічну і технологічну надійність та будуть оснащені системи автоматизації для контролю і оптимізації виконання технологічних процесів по приготуванні інгредієнтів комбікормів у тваринництві [1].

Виклад основного матеріалу досліджень. Для вирішення цієї проблеми ми пропонуємо удосконалену конструкцію вертикальної малогабаритної комбікормової установки (ВМКУ-04) призначена для приготування високоякісних інгредієнтів комбікормів для всіх видів тварин і птиці, що розроблено в лабораторії механізації Інституту тваринництва НААН місто Харків, п.г.т. «Кулиничі» [3].

Автором розроблено удосконалену конструкцію експериментально-дослідного зразка вертикальної малогабаритної комбікормової установки (ВМКУ-0,4), що призначена для змішування компонентів комбікормів з високою ступінню однорідності (рис. 1).

Основні технологічні операції при виробництві інгредієнтів комбікормів – це дозування сипкого матеріалу в змішувач та змішування. Якість змішування залежить від правильного вибору конструкції кормозмішувача, складу комбікормів, відповідної конструкції дозуючого пристрою, що забезпечує однорідність зерноsumіші, а також вибраних оптимальних режимів роботи даного обладнання.

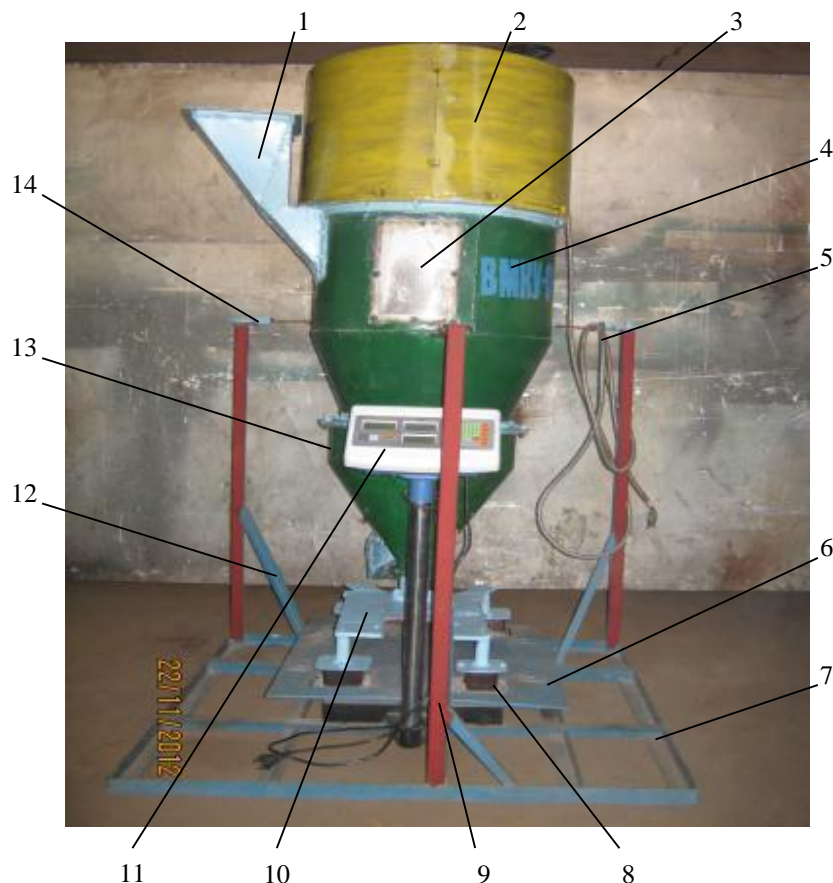


Рис. 1 – Загальний вигляд експериментально-дослідного зразка вертикальної малогабаритної комбікормової установки (ВМКУ-0,4)

1 – Завантажувальне вікно; 2 – Захисний кожух приводу; 3 – Оглядове вікно; 4 – Корпус першого рівня; 5 – Силовий кабель; 6 – Кришка ваг; 7 – Зварювальна рама; 8 – Амортизаційні подушки; 9 – Стійки змішувача; 10 – Платформа змішувача; 11 – Електронні ваги; 12 – Підсилювачі стійок; 13 – Корпус другого рівня; 14 – Натяжні пристрої

Вертикальна малогабаритна комбікормова установка працює наступним чином. Для здійснення технологічного процесу змішування інгредієнтів комбікормів включається привід, який через клинопасову передачу приводить в дію основний вал на якому розміщений робочий орган у вигляді шнека по одній осі з додатковими робочими органами консольними валами на яких розміщені двухплощинні лопатки. При завантаженні в кормозмішувач сипких матеріалів закриваємо завантажувальне вікно, яке розміщено у нижній частині установки за рахунок закриття шиберної заслінки і завантажуюємо зерноsumіш в змішувач через завантажувальне вікно.

Інгредієнти комбікормів завантажують через завантажувальне вікно, яке розміщене у верхній частині установки згідно загального об'єму і одночасно додаючи контрольний компонент. Завантажувальний шнек завантажує в змішувач робочу зерноsumіш відважуючи її на електронних вагах масою $m = 50$ (кг), згідно методики проведення експериментальних досліджень на 80%.

Рівномірність змішування визначається тривалістю заданого часу на змішування. Час на змішування вибираємо обґрунтовано розрахунковим шляхом згідно фізичної постановки задачі досліду на вибраних режимах роботи. При вивантаженні зерноsumіші відбираємо від (15 до 20) проб на аналіз з вивантажувального вікна.

Процес вивантаження зерноsumіші у вертикальному трирівневому змішувачі відбувається у такій послідовності, тобто при включеному приводі суміш активно перемішується за допомогою основного робочого органу у вигляді шнека та додаткових робочих органів, які розміщені у верхній частині консольних валів з двухплощинними лопатками. Суміш піднята вверх під своєю вагою хаотично осипається на стінки зрізаних конусів другого та першого рівнів, рухається до низу в сторону вивантажувального вікна при відкритті шиберної заслінки очищаючи конусну поверхню днища корпусу від залишків у вивантажувальний шнек, який транспортує готову зерноsumіш у мішки для згодовування тваринами [2, 5].

Експериментальні дослідження проводились на виготовленому експериментальному зразку вертикального трьохрівневого кормозмішувача інгредієнтів комбікормів в майстерні лабораторії механізації та автоматизації технологічних процесів у тваринництві Інституту тваринництва НААН міста Харкова, п.г.т. “Кулиничі”. Технологічний процес змішування зерноsumіші буде складатися з 2-х оптимально вибраних режимів роботи установки на, яких ми будемо продовжувати проводити експериментальні дослідження та одночасно в майстерні виготовляти експериментальні примірники лопаток з різними кутами атаки на консольні вали.

Установка працює в двох варіантах при підключенні електродвигуна, (на трикутник U-220 Вольт; на зірочку U-380 Вольт); маса завантаження зерноsumіші складає $m=50$ (кг.); потужність електродвигуна складає $P=2,2$ (кВт.); обороти двигуна $n=1410$ (об/хв.); привідна зірочка 115 зубців; відома консольних валів 9 зубців.

Режим №1: частота обертання основного вала змішувача у вигляді шнека $n_{ш} = (81 - 223 \pm 10\%)$, (об/хв.); частота обертання консольних валів з

двухплощинними лопатками $n_e = (1030 - 2850 \pm 10\%)$, (об/хв.);

Режим №2: частота обертання основного вала змішувача у вигляді шнека $n_{ш} = (100 - 226 \pm 10\%)$, (об/хв.); частота обертання консольних валів з двухплощинними лопатками $n_{ш} = (1280 - 2880 \pm 10\%)$, (об/хв.).

На вибраних двох режимах час змішування зерноsumіші згідно фізичної постановки задачі такий: $t - 1$ хв., 1,5 хв., 2 хв., 2,5 хв., 3 хв., з одночасним додавання в робочу суміш 1% контрольного компонента.

Вертикальну Малогабаритну Комбікормову Установку (ВМКУ-0,4) ми встановили на електронні ваги: $m - 300$ (кг), для зручності дозування робочої суміші та контрольного компонента, а саме маса завантаження зерноsumіші згідно методики на 80%, становить $m - 50$ (кг). Під час завантаження кожної порції зерноsumіші на табло висвічується значення маси, виражене в кілограмах. Також встановили на рамі з електронними вагами змішувача додаткові три стійки (жорстко приєднані до платформи з електронними вагами наприклад зварюванням) та розтяжками для стійкості роботи під час проведення експериментальних досліджень. В нашому конкретному варіанті-технологічний процес змішування інгредієнтів комбікормів будемо варіювати за допомогою частотного регулятора зміни частоти обертів робочого органу-вала, марки: ACS-350 (0,37...7,5 кВт).

Вертикальна малогабаритна комбікормова установка (ВМКУ-0,4) приводиться в дію через клинопасову передачу від електродвигуна. Змішувач являє собою зварну сталеву конструкцію з високоякісних матеріалів. Тип машини-стаціонарний; продуктивність кормозмішувача (кг/год.), (350-450); потужність електродвигуна складає $- 2,2$ (кВт); загальна вага установки $- 120$ (кг.); номінальна напруга живильної мережі, (Вольт) $(220/380 \pm 5\%)$, за власним вибором і місцезнаходженням власника-господаря; частота струму живильної мережі $- (50 \pm 0,2)$, (Гц.); кількість обслуговуючого персоналу $- 1$ (чол.) [5].

Експериментальні дослідження проводились згідно методики галузевого стандарту України «Машини та обладнання для приготування кормів» ГСТУ 46.007:2000 року в майстерні лабораторії механізації Інституту тваринництва НААН міста Харкова, п.г.т. «Кулиничі» [4].

Вибрано 2 оптимальні режими роботи установки з розробленим верхнім приводом:

Режим роботи №1 до складу якого входили такі компоненти:

1. Ячмінна дерть $- 40\%$,
2. Пшенична дерть $- 40\%$,
3. Кукурудзяна дерть $- 20\%$.

Режим роботи №2 до складу якого входили такі компоненти:

1. Пшенична дерть $- 35\%$,
2. Ячмінна дерть $- 35\%$,
3. Кукурудзяна дерть $- 30\%$.

Робочу суміш завантажували в вертикальний кормозмішувач за допомогою завантажувального шнека вагою $m - 50$ (кг), який змонтований на вагах електронних, засипаючи власноручно в оглядове вікно 1% $-$ контрольний

компонент (окрашений товарний ячмінь), задавали час на змішування зерноsumіші, а також при вивантаженні через рівні проміжки часу відбирали $n - (15-20)$ проб в трьох повторностях на лабораторний аналіз.

Ефективність змішування компонентів комбікорму оцінювали по коефіцієнту варіації (V_c) розподілу ключового компонента в мікрооб'ємах суміші за формулою [6]:

$$V_c = \frac{100}{X} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - X)^2}{n-1}}; \quad (1)$$

де X_i – значення вмісту ключового компонента в пробі, %;
 X – середньоарифметичне значення вмісту ключового компонента в суміші, %;
 n – число проб.

В стандартах на комбікорми коефіцієнт варіації не встановлено, однак загально прийнято дотримуватись наступних показників згідно зоотехнічних вимог:

$V_c < 3\%$ – якість суміші відмінна;

$3\% < V_c < 7\%$ – добра;

$7\% < V_c < 15\%$ – задовільна;

$V_c < 15\%$ – погана.

Найважливішим при вивченні процесу змішування являється визначення залежностей якості готового продукту від режиму роботи робочого органу змішувача, його конструкції та фізико-механічних властивостей оброблюваних компонентів. За основу порівняльної оцінки змішувачів можуть бути прийняті ефективність змішуючого пристрою, та інтенсивність його дії [7].

Інтенсивність змішування визначається заданим часом досягнення заданого технологічного процесу. При розробці нових типів кормозмішувачів проблему ефективності та інтенсивності необхідно розглядати як єдине завдання. Ряд авторів, які досліджували це питання в своїх дослідах доказали, що визначну дію на кінцевий результат технологічного процесу змішування надає швидкість обертання робочого органу змішувача. При підвищенні швидкості обертання ефективність процесу змішування підвищується, а час необхідний для одержання однорідності сипких матеріалів зменшується. Підводячи підсумок можна сказати, що швидкість обертання робочих органів являється вирішальним фактором інтенсифікації технологічного процесу змішування інгредієнтів комбікормів. Однак в існуючих конструкціях отримати даний ефект дуже складно, так як існує критичне число обертів робочих органів [8].

Висновки. 1. Використання одного кормозмішувача дозволяє отримувати готову зерноsumіш високої якості у відповідності до зоотехнічних вимог при порівнянні більш низьких енерговитратах.

2. Впроваджується у виробництво для великих, середніх, дрібних,

фермерських, індивідуальних господарств, приготування збалансованих, повнораціонних інгредієнтів комбікормів для різних видів тварин і птиці.

Список використаних джерел

1. Піскун В.І., Грицаєнко В.І., Мироненко А.П., Михайлик С.І., «Особливості вибору конструкції змішувача інгредієнтів комбікормів», 2004. – 4с.
2. Мироненко А.П. Особливості вибору конструкції вертикального трьохрівневого змішувача інгредієнтів комбікормів // Вісник Харківського Національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка// Випуск №93. Том №1. –Х.: 2010 – С. 441-450.
3. Дмитрів Д.В. Технологічні основи виготовлення спіралей шнеків із змінними параметрами для гвинтових змішувачів // Збірник наукових праць Національного аграрного університету// «Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування». –Том №1. – К.: Видавництво НАУ, 1997.- С. 71-73.
4. ГСТУ 46. 007. 2000 року. Типова методика визначення якості змішування кормів. Загальні положення [Текст]. – Ввод. 2000-01-01. – М.: Видавництво стандартів, 2000. - 45с.
5. Мироненко А.П. Визначення оптимальних режимів роботи вертикального трьохрівневого кормозмішувача інгредієнтів комбікормів // Вісник Харківського Національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка// Випуск №107. Том №2. –Х.: 2011 – С. 215-221.
6. Сахаров С.Е., Технология приготовления смесей зерновых компонентов комбикормов с разработкой смесителя непрерывного действия гравитационного типа: автореф. дис.... канд. техн. наук: 05.20.01 / С.Е. Сахаров. – Иваново. 2010. – 20с.
7. Пат. 2336122 Р.Ф., МПК, 7В01 F3/12. Смеситель / В.Б. Лапшин, М.Ю. Колобов, С.Е. Сахаров, Н.В. Боброва. – №2005132865/15; заявл. 25.10.2005; опубл.20.10.2008, Бюл. №29. – 3с.
8. Кирсанов В.В., Механизация и автоматизация животноводства: учебник / В.В. Кирсанов, Ю.А. Симарев, Р.Ф. Филанов. – М.: Изд. центр «Академия», 2004. – 400с.

Аннотация

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТРЕХСТУПЕНЧАТОГО КОРМОСМЕСИТЕЛЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАМОВ

Мироненко А.П., Сикун Н.В.

Предложена усовершенствована конструкция вертикального кормосмесителя для приготовления сыпучих материалов

Abstract

IMPROVING THE DESIGN OF THREE-STAGE VERTICAL MIXERS MATERIALS DRY SUBSTANCES

A. Myronenko, M. Sikun

Offer improved design vertical mixer for preparing materials dry substances

УДК 631.36

ЕКСТРУЗІЙНА ОБРОБКА КУКУРУДЗИ З НЕТРАДИЦІЙНИМИ КОМПОНЕНТАМИ

Шаповаленко О.І., д.т.н, проф., Євтушенко О.О., к.т.н., доц., Почеп В.А.

Національний університет харчових технологій

Улянич І.Ф., асп.

Уманський національний університет садівництва

В статті висвітлюється питання використання в якості екструзійних компонентів вичавок виноградних, жому бурякового та картоплі. Наведено показники якості сумішей до та після екструдювання та отримано математичну модель оптимізації процесу

Постановка проблеми. В останні роки в Україні істотно зріс інтерес до сучасних екструзійних технологій. Об'єктивно це пов'язано з необхідністю використання недорогих (власних) і часто «проблемних» ресурсів. Намітилося стійке зростання чисельності невеликих виробництв для переробки зернових та інших тваринних і рослинних компонентів та побічних продуктів їх переробки. Поряд з використанням ферментних препаратів у свинарстві та птахівництві, екструзійна обробка служить багато в чому подібним цілям – поліпшенню якості протеїну кормів, реструктуризації крохмалю й інших полісахаридів, інактивації антипоживних речовин тощо [1].

Аналіз останніх досліджень. При термічній та механічній обробці крохмалю не тільки руйнується структура його зерен, але й відбувається деструкція великих молекул полісахаридів, що полегшує їх ферментативну атакваність і зброджуваність, а також суттєво змінює реологічні властивості крохмальних клейстерів. При цьому відбувається, головним чином, деполімеризація амілози і меншою мірою – амілопектину. Внаслідок деструкції знижується здатність крохмалю до клейстеризації [2]. Додаткова механічна обробка, тертя, зрушення в екструдері інтенсифікують процес клейстеризації крохмалю. Гель під впливом високої температури й тиску має значну в'язкість. Під час формування матеріал за доли секунди переходить із зони високого тиску до атмосферного, вода миттєво випаровується, а пара, що включена в масу, утворює у ній пінисту структуру, яка застигає при охолодженні.

Вивчення впливу екструзійної теплової обробки на харчову цінність білка пшеничного борошна та цілнормованого зерна показало, що ступінь збереження лізину в білку становить 63-100%. На значення цього показника позитивно впливає збільшення продуктивності екструдера і негативно – підвищення частоти обертання шнека. Біологічна цінність екструдатів борошна після обробки знижувалась, що зумовлено втратами лізину [3, 4].

Ціллю роботи є вивчення ефективності процесу екструдувannya зернової суміші кукурудзи.

Аналіз основних результатів досліджень. Складні білки у звичайному стані мають вигляд гелів, більш-менш гідратованих, що володіють певною в'язкістю. Під впливом тепла вони коагулюють через зміну міжмолекулярних зв'язків. При короткотривалому високотемпературному процесі складні білки піддаються зрушенню й розтягання, у результаті чого додатково відбуваються розгортання молекул, їхня орієнтація й з'єднання у волокна.

Розглянуті вище модельні процеси ніколи не здійснюються в чистому виді у виробництві, тому що вихідна сировина для екструзії завжди є сумішшю різних компонентів: полісахаридів (крохмаль), протеїнів (клейковина), ліпідів, мінеральних речовин й інших добавок. Тому фізико-хімічні, біохімічні процеси, що протікають при термопластичній екструзії мас - це сумарний ефект впливу вихідної сировини, технологічних параметрів і конструктивних особливостей екструдерів. Так, запропонована нами параметрична схема впливу різних факторів на процес екструдувannya зернової суміші кукурудзи, жому бурякового, вичавок виноградних та картоплі, показана на рис. 1.

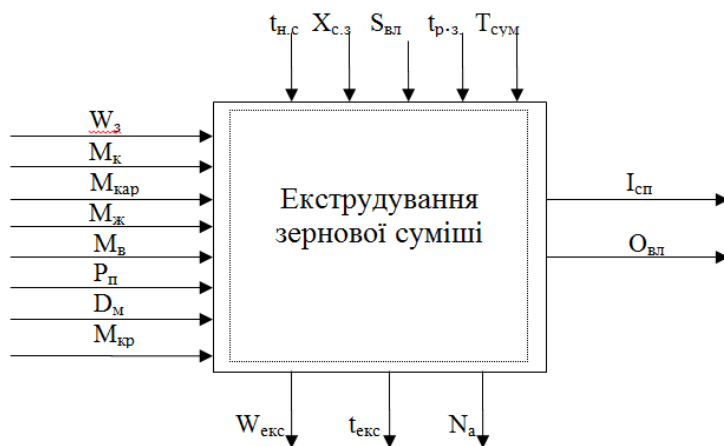


Рис. 1 – Параметрична схема математико-статистичної моделі

Умовні позначення:

$W_z, W_{екс}$ – середньозважена вологість зернової суміші та екструдату, %;

$M_k, M_{кар}, M_{ж}, M_{в}$ – вміст в суміші зерна кукурудзи, картоплі, жому бурякового та вичавок виноградних відповідно, %;

R_p – інтенсивність подачі продукту в робочу камеру екструдера, од. приладу живильника;

D_m – діаметр отворів матриці екструдера, мм;

$M_{кр}$ – масова частка крохмалю в зерні, %;

$t_{н.с}$, $t_{рз}$, $t_{екс}$ – температура навколишнього середовища, робочої зони та екструдату відповідно, °С;

$X_{с.з}$ – хімічний склад зернової суміші, %;

$S_{вл}$ – структурно-механічні властивості зерна;

$T_{сум}$ – тривалість знаходження суміші в робочій зоні екструдера, с;

$I_{сп}$ – індекс спучення екструдованого продукту;

$O_{вл}$ – органолептичні властивості екструдату;

N_a – навантаження на електродвигун екструдера, А.

Для визначення оптимального складу суміші нами було використано математичне моделювання і оптимізація процесу екструдування кукурудзи з овочевими компонентами. Враховуючи відносну легкість визначення та об'єктивність відображення результатів процесів, що протікають при екструдуванні, за критерій оптимальності було прийнято індекс спучення екструдованого продукту.

Для проведення дослідів склали план з відповідною матрицею планування експерименту, з вказаною кількістю дослідів та інтервалом варіювання факторів. Рівні факторів і інтервал варіювання представлений у таблиці 1.

План повного факторного експерименту у натуральних змінних наведений в табл. 2. У восьми сумішах було внесено кукурудзу, жом буряковий в кількості 1% та 10%, вичавки виноградні 1% та 10%, картоплю 1% та 10% від загальної маси суміші.

Таблиця 1 – Вихідні дані

| Назва | Позначення | Фактори, що досліджуються | | |
|---------------------|------------|---------------------------|--------------------|------------------|
| | | $X_1(M_{ж})$, % | $X_2(M_{кар})$, % | $X_3(M_{в})$, % |
| Нульовий рівень | X_1^0 | 5,5 | 5,5 | 5,5 |
| Інтервал варіювання | λ | 4,5 | 4,5 | 4,5 |
| Верхній рівень | X_1^+ | 10 | 10 | 10 |
| Нижній рівень | X_1^- | 1 | 1 | 1 |

Таблиця 2 – Співвідношення компонентів суміші, кг (%)

| Номер суміші | Жом буряковий | Картопля | Вичавки виноградні | Кукурудза |
|--------------|---------------|------------|--------------------|------------|
| 1 | 0,05 (1%) | 0,05 (1%) | 0,05 (1%) | 4,85 (97%) |
| 2 | 0,50 (10%) | 0,05 (1%) | 0,05 (1%) | 4,40 (88%) |
| 3 | 0,05 (1%) | 0,50 (10%) | 0,05 (1%) | 4,40 (88%) |
| 4 | 0,50 (10%) | 0,50 (10%) | 0,05 (1%) | 3,95 (79%) |
| 5 | 0,05 (1%) | 0,05 (1%) | 0,50 (10%) | 4,40 (88%) |
| 6 | 0,50 (10%) | 0,05 (1%) | 0,50 (10%) | 3,95 (79%) |
| 7 | 0,05 (1%) | 0,50 (10%) | 0,50 (10%) | 3,95 (79%) |
| 8 | 0,50 (10%) | 0,50 (10%) | 0,50 (10%) | 3,50 (70%) |

Для подальшої оцінки ефективності процесу екструдування за коефіцієнтом спучування нами були проведені попередні дослідження по

підбору оптимальної матриці екструдера. Однією з основних конструктивних особливостей екструдера є діаметр отвору матриці. Змінювали його шляхом використання різних філь'єр, що входять до комплекту екструдера ПЕК-40, вимірювали тиск що створював продукт в матриці. Результати досліджень наведено на рисунку 1. Вихідною сировиною в дослідженнях була суміш зерна кукурудзи з вичавками виноградними, буряковим жомом і картоплею (табл. 2) при середньозваженій вологості суміші відповідно 16%, 20 та 24%.

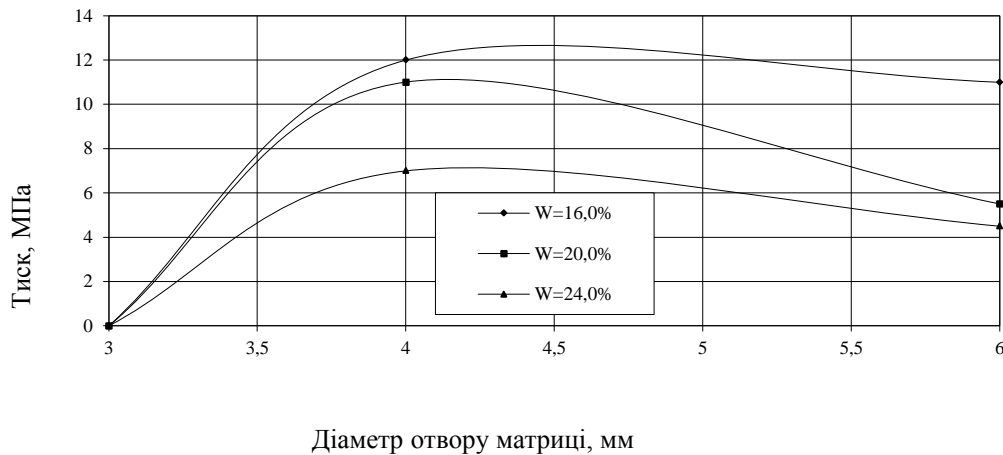


Рис. 2 – Залежність тиску в матриці екструдера від діаметру вихідного отвору

При діаметрі отвору 3 мм (рис. 2) відбувалось забивання отвору матриці продуктом, очевидно, за рахунок значного перевищення продуктивності шнека над продуктивністю матриці екструдера. На графіку тиск при цьому зображений умовно дорівнюючим нулю, хоча насправді він зростає до максимального критичного значення, що призводить до заклинювання шнеку та запікання продукту, тому в умовах експерименту він не вимірювався. Таким чином встановлено, що максимального робочого тиску можливо досягнути при діаметрі отвору матриці 4...5 мм. В подальшому дослідження проводились з використанням філь'єри, діаметр отвору якої відповідає 4 мм.

Коефіцієнт спучування – це відношення діаметру ексудату до діаметру отвору матриці. Середньозважена початкова вологість сумішей, екструдату та коефіцієнт спучування наведено в табл. 3.

Таблиця 3 – Показники якості сумішей та екструдату

| Номер суміші | Вологість суміші, % | Вологість екструдату, % | Коефіцієнт спучування |
|--------------|---------------------|-------------------------|-----------------------|
| 1 | 15,2 | 9,0 | 3,81 |
| 2 | 20,1 | 13,3 | 2,05 |
| 3 | 20,2 | 11,6 | 2,82 |
| 4 | 25,1 | 12,3 | 1,95 |
| 5 | 14,5 | 8,3 | 2,49 |
| 6 | 19,5 | 11,6 | 2,32 |
| 7 | 19,6 | 11,1 | 2,11 |
| 8 | 24,5 | 13,0 | 1,87 |

Дослідженнями встановлено (табл. 3), що найменший коефіцієнт спучування був при екструдованні суміші, яка мала вміст овочевих продуктів у кількості 10%. Величина коефіцієнту спучування становила 1,87. Коефіцієнти спучування 1,95 був у екструдату, який мав вміст жому 10 %, картоплі – 10%, а вичавок виноградних сухих – 5%. Із зменшенням вмісту жому коефіцієнт спучування зростає від 2,05 до 2,82. Найбільший коефіцієнт спучування був у екструдованій суміші із вмістом овочевих продуктів 1 % кожного, який становив 3,81.

Наведені результати досліджень вказують на те, що процес екструдування краще відбувається при вологості суміші 15,2%, при цьому значенні вологості коефіцієнт спучування був найвищим (3,81). Співвідношення компонентів суміші впливають також на показники ефективності процесу екструдування. Так при вологості суміші 14,5% із вмістом 10% вичавок виноградних сухих та по 1% картоплі і бурякового жому коефіцієнт спучування нижчий (2,49) ніж при вологості 15%. Це свідчить про багатофакторність процесу екструдування вказаних сумішей. Крім того, якість екструдату напряму залежить від вологості вихідної суміші, тобто від кількості доданих овочевих компонентів. Також від цього залежить і вологість кінцевого продукту.

Після проведення експерименту, який складався з восьми дослідів у трьох повторностях кожен було визначено, що дисперсії вихідного параметру в паралельних дослідах є однорідними, тобто розрахункове рівняння регресії буде відтворюваним, оскільки табличне значення критерію Кохрена $G_{кр} = 0,8159$ для значень ступеня свободи ($f_1 = m - 1 = 3 - 1 = 2$, $f_2 = N = 8$) та для рівня значущості ($\alpha = 0,05\%$) є більшим за розрахункове значення $G_p = 0,408$.

Після оцінювання значущості коефіцієнтів рівняння регресії, що характеризують лінійні ефекти та ефекти парної лінійної взаємодії та вилучення несуттєвих коефіцієнтів отримали рівняння регресії в кодованих значеннях величин у формі поліному першого порядку:

$$y = 2,435 - 0,37x_1 - 0,2475x_2 - 0,235x_3 + 0,1025x_1x_2 + 0,27x_1x_3 - 0,118x_1x_2x_3.$$

При цьому табличне значення критерію Фішера дорівнює $F_T=3,01$ ($\alpha = 0,05$; $f_1 = N - d = 2$, $f_2 = N(m - 1) = 8(3 - 1) = 16$), що є більшим за розрахункове $F_p= 0,3237$, тобто можна зробити висновок, що отримане рівняння регресії є адекватним дослідженому процесу.

Після переходу до натуральних значень, рівняння регресії має вигляд:

$$Y = 3,68 - 0,24X_1 - 0,15X_2 - 0,061X_3 + 0,02X_1X_2 + 0,002X_1X_3 - 0,002X_1X_2X_3.$$

Висновки. Таким чином, в результаті проведених досліджень та виконаних розрахунків отримано математичну модель залежності коефіцієнту спучування екструдату від різного відсоткового введення компонентів в суміш в межах їх варіювання від 1% до 10% кожного. Обчислено похибку результатів, яка дорівнює 4,8%. Розроблені попередні рекомендації по використанню нетрадиційних компонентів в складі кормів, що дозволить в подальшому переробляти їх у фермерських господарствах або в промислових масштабах при виготовленні кормів для сільськогосподарських тварин.

Список використаних джерел

1. Афанасьев В.А. Теория и практика специальной обработки зерновых компонентов в технологии комбикормов – Воронеж: Воронежский государственный университет, 2002 - 296 с.
2. Правила організації і ведення технологічних процесів на комбикормових виробництвах. – К.: “Віпол”, 1998. - 219 с.
3. Термопластическая экструзия: научные основы, технология, оборудование / Под ред. А.Н.Богатырева, В.П.Юрьева. - М.: Ступень, 2000.
4. Юрьев В.П., Богатырев А.Н. Физико-химические основы получения экструзионных продуктов на основе растительного сырья // Вестник сельскохозяйственной науки, 1991. – №12.

Аннотация

ЭКСТРУЗИОННАЯ ОБРАБОТКА КУКУРУЗЫ С НЕТРАДИЦИОННЫМИ КОМПОНЕНТАМИ

Шаповаленко А.И., Евтушенко А.А., Почеп В.А. Улянич И.Ф.

В статье раскрыт вопрос использования в качестве компонентов для экструдирования выжимок виноградных, жома свекловичного и картофеля. Приведены показатели качества смесей до и после экструдирования, а также получено математическую модель оптимизации процесса

Abstract

EXTRUSIVE PROCESSING OF CORN WITH NONCONVENTIONAL COMPONENTS

O. Shapovalenko, A. Yevtushenko, V. Pochep, I. Ulyanych

In article the question of use as components for extruding of a residue grape, a press beet and potatoes is opened. Indicators of quality of mixes before extruding are given, and also is received mathematical model of optimization of process

ВИБІР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРІАНТУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ

Листопад І.О., к.т.н., доц. Гладченко В.Я., к.т.н., доц., Кісь В.М., к.т.н.,
Бражник М.С., студ.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

В статті розглянуто аспекти вибору раціонального способу виготовлення запасних деталей для сільськогосподарських машин. Визначено можливості застосування цього методу у виборі способу виготовлення нових деталей

Введення. Складність ситуацій в аграрному секторі нашої країни носить характер невідповідності запитів на нову техніку з можливостями вітчизняного сільськогосподарського машинобудування. Важливе значення займають питання з визначення технічного стану сільськогосподарської техніки, можливості контролю якості деталей, а також встановлення ефективних меж реалізації того чи іншого способу відновлення роботоспоможності деталей машин, які були в експлуатації [1, 2].

Мета дослідження. Розробити методику вибору раціонального способу виготовлення деталей для сільськогосподарської техніки.

Результати досліджень. Розроблені в даній роботі теоретичні положення вибору оптимального варіанту виготовлення нових виробів побудовано на врахуванні стохастичної природи появи та розподілу та пошкоджень (дефектів) деталей. Використано метод порівняння технічного стану деталей, нових, які не були в експлуатації. Система визначення технологічності включає єдиний комплекс, який базується на поєднанні власне технологічної послідовності виконання операцій обладнання, оснащення, інструменту, методів і засобів контролю, організації виробничого процесу. Всі ці компоненти єдиної системи знаходяться в постійному русі і змінюються. У різних варіантах технологічних процесів виготовлення нових виробів можуть застосовуватися різні заготівлі, устаткування, технологічне оснащення і так далі, що призводить до різної трудомісткості, продуктивності і використання робітників різної кваліфікації.

Основними критеріями для вибору оптимального технологічного процесу є собівартість і продуктивність.

Для спрощення розрахунків використовують технологічну собівартість, яка є частиною повної собівартості і враховує витрати, залежні від варіанту технологічного процесу:

$$T_c = \frac{Y_{зм} + Y_{пос}}{P}$$

де T_c – технологічна собівартість;

$Y_{зм}$ – умовно-змінні витрати на одну деталь (виріб);
 $Y_{пос}$ – умовно-постійні витрати на річну програму;
 P – річна програма випуску.

Зміст статей витрат, що входять в умовно-постійні і умовно-змінні витрати, необхідно фіксувати із матеріалів при дослідженні дефектів сільськогосподарської техніки.

Для вибору оптимального варіанту технологічного процесу, тобто для порівняльної оцінки, немає необхідності робити по елементний розрахунок усіх статей витрат, що входять в собівартість, а досить проаналізувати лише витрати, що міняються при зміні технологічного процесу. Обчислювати і включати в собівартість витрати, що не міняються при зміні варіанту процесу, не має сенсу, оскільки при визначенні абсолютної величини економії, що досягається при застосуванні вигіднішого варіанту, однакові доданки собівартості взаємно знищуються.

Порівняння варіантів технологічного процесу за собівартістю робиться таким чином. Технологічна собівартість при варіанті 1 рівна

$$T_{c1} = \frac{Y_{зм1} + Y_{пос1}}{P}$$

а при варіанті 2

$$T_{c2} = \frac{Y_{зм2} + Y_{пос2}}{P}$$

Графічно варіанти 1 і 2 можуть бути представлені прямими лініями (рис. 1).



Рис. 1 – Графік порівняльної оцінки двох варіантів технологічного процесу

Точка перетину цих ліній А визначає критичну кількість деталей K_{ap} , при якому обидва варіанти будуть рівноцінними, тобто

$$T_{c1} = T_{c2}$$

звідки

$$K_{ap} = \frac{Y_{пoc2} - Y_{пoc1}}{Y_{зм2} - Y_{зм1}}$$

При випуску виробів менше критичної економії буде варіант 1, а при кількості виробів більше за критичний – варіант 2.

Вибір найбільш економічного варіанту реалізації технологічного процесу з безлічі можливих способів виготовлення продукції слід в загальному випадку здійснювати по мінімуму приведених витрат, які приймаються як критерій оптимальності. Проте для зіставлення варіантів технологічних процесів у багатьох випадках досить обмежитися розрахунком технологічної собівартості випуску.

У останню входить, як було сказано раніше, лише витрати, що міняються лише при зміні варіантів.

Тому надалі як цінова функція використовуються не повні приведені витрати, а мінімум суми

$$T_p = T_c + E_n K_i,$$

де T_p – технологічна собівартість річного випуску по варіанту виготовлення;
 E_n – нормативний коефіцієнт ефективності;
 K_i – капітальні вкладення, що змінюються при зміні варіанту технологічного процесу.

Проведені дослідження підтвердили правильність вибраного методу та дозволила встановити придатність і необхідність використання теоретичних рішень. Типова укрупнена послідовність технологічного процесу виготовлення нових деталей включає основні операції: вибір матеріалу, обґрунтування заготовок, обробку, випробування, контроль, консервацію, зберігання, реалізацію, обслуговування техніки, кожна з яких може бути здійснена різними способами. Дотримання всіх технологічних потреб забезпечує геометричні параметри виробів та їх фізико-механічні параметри, які задаються при конструюванні. Такий підхід забезпечить створення для виготовлення надійної і довговічної сільськогосподарської техніки.

Висновки. Простота методу дозволяє реалізувати його на підприємствах сільськогосподарського машинобудування, ремонтних підприємствах та випробувальних станціях.

Список використаних джерел

- 1 Червоноиванов В.И. Восстановление деталей сельскохозяйственных машин [Текст] / В.И. Червоноиванов, В.П. Андреев. – М.: Колос, 1983. – 288 с.

- 2 Елизаветин М.А. Повышение надежности машин [Текст] / М.А. Елизаветин. – М.: Машиностроение, 1978. – 185 с.

Аннотация

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРИАНТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Листопад И.О., Гладченко В.Я., Кись В.Н., Бражник М.С.

В статье рассмотрены аспекты выбора рационального способа изготовления запасных деталей для сельскохозяйственных машин. Определены возможности применения этого метода у выбора способа изготовления новых деталей

Abstract

CHOICE OF OPTIMAL VARIANT OF TECHNOLOGICAL PROCESS OF MAKING OF DETAILS

I. Listopad, V. Qladzenko, V. Kis, M. Brazhnyk

In the article the aspects of choice of rational method of making of spare details are considered for agricultural machines. Possibilities of application of this method are certain at the choice of method of making of new details

УДК 62-752.2

ДОСЛІДЖЕННЯ СПЕКТРАЛЬНОГО СКЛАДУ НИЗЬКОЧАСТОТНОЇ ВІБРАЦІЇ НА ПІДЛОЗІ КАБІНИ І СИДІННІ ВОДІЯ ТРАКТОРІВ ТИПУ Т-150К

**Лук'яненко В.М., к.т.н., доц., Жиліна О.О., ст. викл.,
Кись В.М., к.т.н., Ярошик Н.В., студ.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Стаття присвячена дослідженню рівнів і частотного складу вібрації, що діє на віброзахисну підвіску і оператора трактору Т-150 К

Постановка проблеми. Віброзахисні сидіння є складовою частиною системи підресорювання трактора і тому оптимізація параметрів сидіння повинна ув'язуватися і узгоджуватися з конструкцією і характеристиками машини в цілому.

У зв'язку з цим представляється необхідним для вибору оптимальних і раціональних параметрів підвісок сидінь досліджувати режими вібронавантаження робочих місць водіїв в найбільш характерних ґрунтово-дорожніх умовах роботи тракторів.

інформація про коливання при русі транспортних машин явно недостатня. Відсутні стандартизовані методики для її збору і обробки. Результати різних досліджень (лабораторних і польових) важко, а деколи і неможливо зіставити, унаслідок відмінностей в цілях і методах експериментів, вживаної апаратури,

Мета. Метою є визначення рівнів і частотного складу вібрації, що діє на віброзахисну підвіску і оператора в реальних умовах експлуатації машин.

Результати досліджень. Необхідно провести глибокий аналіз частотного складу досліджуваних параметрів низькочастотної вібрації на вході і виході віброзахисної підвіски сидіння.

Виходячи з поставленого завдання, вибираються апаратура для реєстрації процесів низькочастотної вібрації і методи обробки і аналізу цієї інформації.

Для запису випадкових процесів прискорень використовувався комплект тензометричної апаратури, блок-схема якої наводиться на рисунку 1.

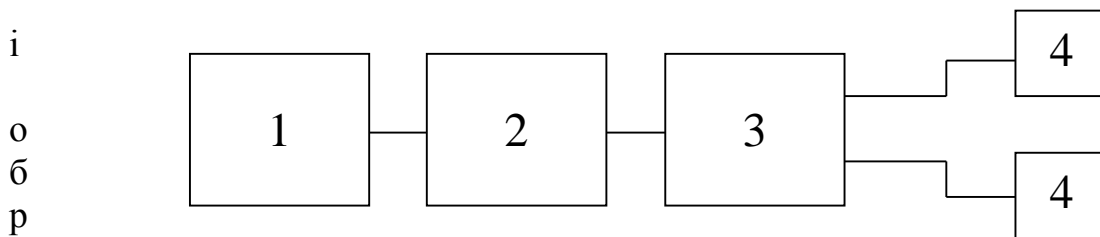


Рис. 1 – Блок-схема вимірювального комплексу для реєстрації низькочастотної вібрації

1 – осцилограф Н-700; 2 – обмежувальний фільтр LF-6В (Японія); 3 – підсилювач 8АНЧ-7М; 4 – акселерометри АТ-2

При реєстрації на осцилографічний папір записувалися безперервні йнакозмінні коливальні процеси.

Оскільки енергія коливань трактора, в основному, знаходиться в діапазоні частот 0,5-10 Гц, то частота зрізу обмежувального фільтру (рисунок 1) встановлювалася 10 Гц.

Тривалість реєстрації процесу вибираємо по формулі (1).

$$T \geq \frac{1}{\Delta f}$$

При реєстрації процесів коливальних сигналів необхідно вважати, що частота зрізу обмежувального фільтру становить 10 Гц. Тільки вивнається статистична обробка сигналів виконання дороз'язку у вібраційній системі. Для цього необхідно використовувати або аналоговий сигнал потрібно відлічувати в дискретні моменти часу і відлічені значення переводити в числа, що містять кінцеве число цифр.

Переклад інформації з безперервної в дискретну форму (квантування) і запис її на перфострічці в модифікованому коді М2 здійснювався на напівавтоматичній установці для обробки осцилограм типа Ф-001.

Необхідний крок квантування за часом Δt процесу, що вивчається, знаходимо з умов Найквіста-Котельникова [1, 2]

де f_B – вища частота процесу, що вивчається, Гц.

Приймаючи $f_B = 10$ Гц, отримуємо по формулі (2) $\Delta t = 0,05$ с.

З врахуванням швидкості протягання осцилографа Н-700 і стрічкопротяжного механізму установки для обробки осцилограм крок квантування коливається від 0,00625 до 0,05 с., тобто умова (2) виконується.

Крок по частоті спектральної щільності вибираємо $\Delta f = 0,2$ Гц, що дозволить не пропустити на графіці спектральної щільності можливі екстремуми.

Приймаємо в програмі кількість точок кореляційної функції, що розраховуються, $K = 200$. Цієї кількості вистачає для виявлення на графіках кореляційних функцій періодичних складових прискорень. Рух тракторного агрегату в сталому режимі розглядаємо як стаціонарний випадковий, ергодичний процес [1].

В процесі розробки програм рахунку статистичних характеристик застосовуємо алгоритм, в якому визначалися оцінки математичного очікування Mx дисперсії D_x , нормованій кореляційній функції R і спектральній щільності випадкового процесу по відомих в математичній статистиці залежностях [1, 2].

Оцінка математичного очікування визначалася для контролю якості запису випадкового процесу: при дотриманні необхідних умов $\tilde{M}_x = 0$ або трохи відрізняється від 0.

де N – число точок в реалізації випадкового процесу;

X_i – поточне значення ординати оброблюваної реалізації в i -ій точці.

2. Оцінка дисперсії випадкового процесу:

3. Оцінка кореляційної функції випадкового процесу:

д

$x(t)$ – поточне значення ординат прискорень у момент часу t_{c_1} ;

$x(t + \tau)$ – поточне значення ординат прискорень у момент часу $t + \tau$;

$0 < \tau < t_k = k \cdot \Delta t$;

t_k – інтервал кореляції;

K – число точок кореляційної функції.

Пронормувавши кореляційну функцію по дисперсії, отримуємо:

центроване по математичному очікуванню значення випадкового процесу;

Використовуючи перетворення Фур'є кореляційної функції, отримуємо вираження для оцінки спектральної щільності процесу, що вивчається, в загальному випадку

де ω - кругова частота.

У програмах рахунку всі вище перелічені характеристики представлені в дискретному вигляді, зручному для проведення розрахунків на ЕОМ.

Послідовність алгоритму обчислень наводиться нижче.

1. Оцінки математичного очікування і дисперсії проводяться по формулах (3) і (4).

2. Середньоквадратичне відхилення процесу:

3. Дискретний вигляд формули для оцінки нормованої кореляційної функції

$$x$$
$$=$$

де $j = 0 \dots k; i = 1 \dots N - j$.

$$=$$
$$N$$

4. Для виявлення характеру коливального процесу здійснюється виділення періодичних складових випадкового процесу з параметрами: α - амплітуда, T_1 - період.

Параметри гармонійної складової процесу:

$$M_1 = \frac{\alpha^2}{2}; T_1$$

визначаються по вигляду графіка нормованої кореляційної функції.

Виділення гармонійних складових, при їх наявності, з кореляційної функції здійснюється по формулі:

де $t = j \cdot \Delta t; j = 0 \dots k$.

$$1$$
$$-$$

5. Перед розрахунком спектральної щільності здійснювалося "згладжування" нормованої кореляційної функції кореляційним "вікном" Бартлета [3]

$$\cdot$$
$$-$$

6. Формула дискретного рахунку спектральної щільності має вигляд

$$S(f) = 2\Delta t \left[1 + 2 \sum_{j=2}^{i=1} \tilde{R}_j \cos(2\pi j f \Delta t) \right], \quad (12)$$

де $f = f_H; f_H + \Delta f \dots; f \leq f_B; f_H$ і f_B - граничні значення частот смуги досліджуваного процесу в 1/с.

$$\pi$$
$$\cdot$$

По цій методиці були оброблені записи прискорень на підлозі кабіни і сидінні водія тракторів Т-150К.

Кореляційні функції випадкових коливань на сидінні водія і підлозі кабіни трактора мають вигляд, представлений на рисунку 2.

Така крива характеризує процес, в якому явно присутні гармонійні складові, тобто близький до гармонійного, а процес називається вузькосмуговим, випадковим.

$$1$$

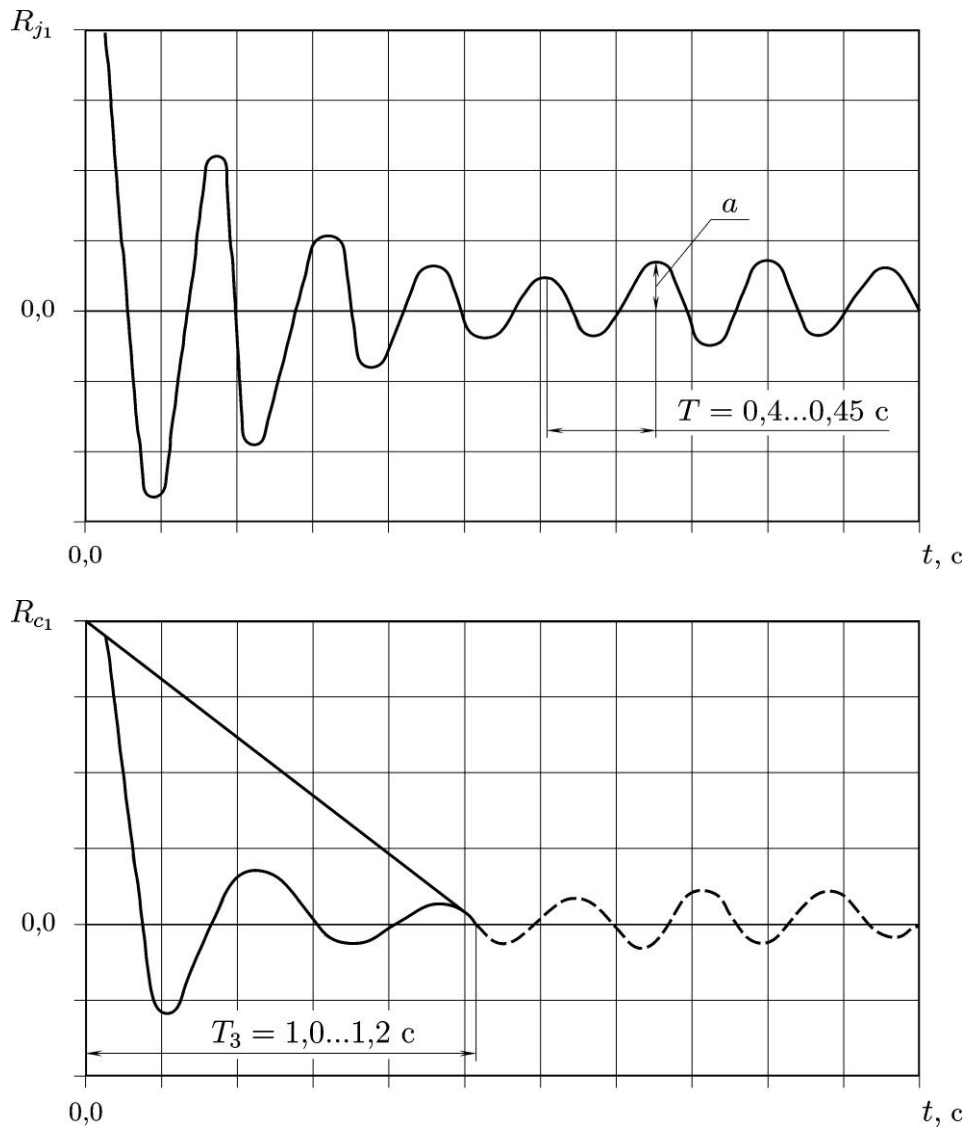


Рис. 2 – Нормована кореляційна функція у вихідному вигляді (а) і після "згладжування" (б)

Виділення періодичних складових, що проводилося, показало наявність у випадковому процесі однієї гармонійної складової з частотами близькими до власних частот трактора і сидіння. Так на сидінні водія частота коливань періодичної складової знаходилася в діапазоні $f_{Г.С.} = 1,6 \dots 1,9$ Гц, на підлозі кабіни $f_{Г.П.} = 2,0 \dots 2,4$ Гц.

Енергія періодичної складової коливається в межах 15-55 % від загального рівня прискорень. Після виділення періодичній складовій проводимо "згладжування" отриманої кореляційної функції "вікном" Бартлета з тимчасовим інтервалом 1,3 ... 1,5 с.

Типовий вигляд згладженої кореляційної функції наводиться на рисунку 2.

Після цього проводиться розрахунок спектральної щільності. Характерний вигляд кривої спектральної щільності прискорень на сидінні оператора наводиться на рисунку 3.

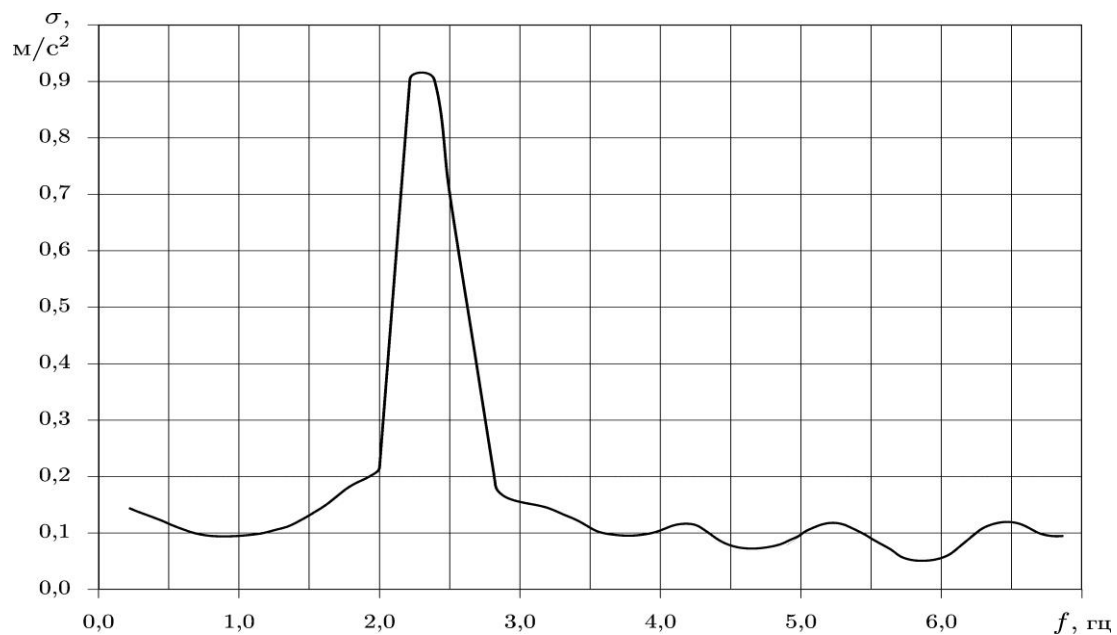


Рис. 3 – Типовий вигляд розподілу енергії коливань по частоті, характерній для трактора Т-150К

Енергія коливань випадкового процесу зосереджена у вузькому частотному діапазоні з домінуючою частотою, співпадаючою з власною частотою досліджуваного елемента.

Висновки. Аналіз графіків спектральної щільності випадкових процесів прискорень, записаних на оранці і транспортних роботах показав, що домінуюча частота знаходиться в діапазоні 2 ... 2,3 Гц залежно від режиму руху. В даному випадку частоти підвіски сидіння і збурювальної дії близькі за значенням, що приводить до нестійкої роботи підвіски.

Результати дослідження можна поширити для застосування на повнопривідні трактори із шарнірно-спряженою рамою.

Список використаних джерел

1. Вентцель Е.С. Теория вероятностей [Текст] / Е.С. Вентцель. – М.: Наука, 1969. - 576с.
2. Менли Р. Анализ и обработка записей колебаний [Текст] / Р. Менли. – М.: Машиностроение, 1972. - 367 с.
3. Дженкинс Г. Спектральный анализ и его приложения [Текст] / Г. Дженкинс, Д. Ватс. Выпуск 1. – М.: Мир, 1971. - 316 с. (часть 1).

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ СПЕКТРАЛЬНОГО СОСТАВА НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ НА ПОЛУ КАБИНЫ И СИДЕНИИ ВОДИТЕЛЯ ТРАКТОРОВ ТИПА Т-150К

Лукьяненко В.М., Жилина Е.А., Кись В.Н., Ярошик Н.В.

Статья посвящена исследованию уровней и частотного состава вибрации,

которая действует на виброзащитную подвеску и оператора трактора T- 150K

Abstract

RESEARCH OF SPECTRAL COMPOSITION OF LOW-FREQUENCY VIBRATION ON THE FLOOR OF BOOTH AND SEAT OF DRIVER OF TRACTORS OF TYPE OF T-150K

V. Lukyanenko, E. Zhilina, V. Kys, N. Yaroshik

The article is sanctified to research of levels and frequency composition of vibration that operates on a vibroprotective pendant and operator of tractor T- 150 K

УДК 631.171.075.3

РАЦІОНАЛЬНЕ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ НА ПТАХІВНИЧИХ ФЕРМАХ

Полянський О.С., д.т.н., проф.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Болтянська Н.І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

У статті представлено результати аналізу шляхів вирішення питань енергозбереження при забезпеченні оптимальних параметрів мікроклімату на птахівничих фермах

Постановка проблеми. Сучасні птахокомплекси сьогодні більш схожі на інтенсивно працюючі промислові підприємства. Вони оснащені складними технологічними системами підготовки і роздавання кормів, автоматичної вентиляції і контролю клімату. На невеликих площах знаходяться тисячі тварин [1].

Створити оптимальний мікроклімат в приміщеннях для утримання птахів можна тільки за умови застосування раціональних опалювально-вентиляційних систем на базі високоефективних технічних засобів. Разом з тим відомо, що забезпечення необхідного мікроклімату є одним з найбільш енергоємних технологічних процесів разом з приготуванням і роздаванням кормів, прибиранням і підготовкою гною до використання. В умовах постійних цін, що ростуть, на енергоносії пошук шляхів енергозбереження є першочерговим завданням, вирішення якого дозволить забезпечити максимальну продуктивність птахів при мінімальних витратах паливно-енергетичних ресурсів [2-4].

Аналіз останніх досліджень. Створення і підтримання мікроклімату в тваринницьких приміщеннях пов'язані з вирішенням комплексу інженерно-технічних завдань і разом з повноцінною годівлею є визначальним чинником в

забезпеченні здоров'я тварин, їх відтворній здатності і отриманні від них максимальної кількості продукції високої якості. Сучасні технології утримання тварин висувають високі вимоги до мікроклімату в тваринницьких приміщеннях. На думку учених, фахівців тваринництва і технологів, продуктивність тварин на 50...60% визначається кормами, на 15...20% – утриманням та обслуговуванням і на 10...30% – мікрокліматом в тваринницькому приміщенні. Відхилення параметрів мікроклімату від встановлених меж приводить до скорочення удоїв молока на 10...20%, приросту живої маси – на 20...33%, збільшення відходу молодняка до 5...40%, зменшення яйценоскості курей – на 30...35%, витрати додаткової кількості кормів, скорочення терміну служби устаткування, машин і самих будівель, зниження стійкості тварин до захворювань. Щорічно з приміщень тваринницьких ферм галузі потрібно видалити 166 млрд. м³ водяної пари, 39 млрд. м³ вуглекислого газу, 1,8 млрд. м³ аміаку, 700 тис. м³ сірководню, 82 тис. т пилу, патогенну мікрофлору [1, 5, 6].

Аналіз потреби в енергії птахівничих підприємств, залежно від вигляду і віку птаха, кліматичних умов, теплотехнічних характеристик захищаючих конструкцій приміщень, показав, що на долю забезпечення мікроклімату доводиться від 40 до 75% її річного споживання. У зв'язку з цим, в умовах зростаючого дефіциту енергоресурсів, найважливішим завданням є розробка устаткування, здатного реалізувати енергозберігаючі технології створення мікроклімату [7, 8].

Формулювання цілей статті. Визначити основні напрями вирішення питань енергозбереження при забезпеченні оптимальних параметрів мікроклімату на птахівничих фермах.

Основна частина. У світовій практиці використовується декілька типів систем вентиляції, які можна розділити за способом їх формування на штучні і комбіновані. Перша забезпечує притоку свіжого повітря тільки за рахунок застосування різних пристроїв подачі і видалення повітря з приміщень, друга є комбінацією штучної і гравітаційної, в якій повітря переміщується за рахунок зменшення тиску в приміщенні.

Штучний тип вентиляції формується за допомогою вентиляційних установок з примусовим побудником і умовно може бути поділений на системи від'ємного (витяжна), надмірного (припливна) і рівного тиску (припливно-витяжна).

У вітчизняному птахівництві найбільшого поширення набула штучна вентиляція, при якій в приміщенні створюється надмірний тиск за рахунок нагнітання повітря ззовні. При цьому притока свіжого повітря більша, ніж його видалення. Відповідно до типових проектів в пташниках зазвичай встановлюються дві вентиляційні системи, одна з них – вентиляційно-опалювальна, інша – витяжна.

Вентиляційно-опалювальна система включає відцентровий вентилятор, який подає свіже повітря на калорифери і далі – в припливні повітропроводи. Таку систему виготовляють з двох автономних установок рівної продуктивності з метою забезпечення надійності і плавного регулювання подачі повітря.

Використовують її при посадці птаха зимою, в перехідні періоди і влітку (без опалювальної частини).

Витяжна система складається з осьових низьконапірних вентиляторів, що встановлюються в отворах поздовжніх стін пташника. Для узгодження продуктивності витяжної і припливної вентиляції в даху пташника виконують припливні шахти з регульованими заслінками (друга припливна вентиляція).

Припливно-витяжна вентиляція дозволяє повністю виключити ризик простудних захворювань птаха. Недоліки її – висока енергоємність процесу, неповне видалення надмірного тепла в жаркий період, складність керування процесом створення мікроклімату. Використання металевих повітропроводів неефективне. Це громіздкі і дорогі споруди, схильні до корозії в агресивному середовищі, очищення і дезінфекція їх внутрішньої поверхні від пилу, що накопичився, і мікрофлори незадовільне. Подальше вдосконалення систем припливно-витяжної вентиляції йде у напрямку виключення перерахованих недоліків.

У зарубіжній практиці найбільшого поширення набула система вентиляція від'ємного тиску. На думку закордонних фахівців, вона забезпечує ефективний температурний контроль і рівномірний розподіл всього повітря, що поступає в приміщення.

Оцінюючи системи вентиляції від'ємного тиску з позицій енергозбереження, голандські фахівці відзначають, що в них концепція вентилювання реалізується з використанням пристроїв, що не вимагають ресурсозатратних силових приводів, застосування яких є обов'язковим в системах надмірного тиску. Принцип роботи даних систем заснований на створенні від'ємного тиску всередині приміщення за допомогою вентиляторів, внаслідок чого свіже повітря поступає через керовані припливні елементи. Досконалість комп'ютерного керування дозволяє встановлювати режими вентиляції, що відповідають вимогам конкретної ситуації.

На російському ринку можна виділити декілька зарубіжних компаній, що пропонують устаткування для створення і підтримання мікроклімату в пташниках: «Big Dutchman» (Німеччина), «Skov A/S» (Данія, представник - ПКБ «Неофорс», Республіка Білорусь), «VDL Agrotech» (Голландія, представник – фірма «Peja International B.V.», Росія) та ін. Комплекти устаткування, пропоновані цими фірмами, включають пристрої для видалення повітря, устаткування для опалювання, для охолодження і зволоження, виконавчі механізми і автоматику.

Різні варіанти розміщення устаткування у поєднанні з автоматичним комп'ютерним контролем дають можливість встановлювати системи вентиляції відповідно до архітектурно-планувальних рішень пташників, що дозволяє не тільки підтримувати оптимальний мікроклімат, але і скорочувати енерговитрати на його створення. Цьому також сприяє розробка досконаліших принципів керування роботою вентиляційного устаткування. Однією з останніх є система Multistep (розробка фірми «Skov», Данія), яка застосовується в системах мікроклімату фірми «Big Dutchman» (Німеччина) ПКБ «Неофорс» (Республіка Білорусь). Вона забезпечує економію електроенергії до 70% в

порівнянні з традиційними системами.

У багатьох птахівничих господарствах реконструкція на основі систем мікроклімату від'ємного тиску дала позитивні результати. Досвід показав, що при використанні вентиляційного устаткування «Big Dutchman» енерговитрати скоротилися більш ніж в 2 рази. При переході на тунельний режим вентиляції витрата електроенергії скорочується в 5 разів в порівнянні із застосуванням вітчизняної вентиляції в літній час. Системи від'ємного тиску дозволяють вирішити проблему вентиляції і енергозбереження як в пташниках шириною більше 26 м, моноблочних спорудах, так і в багатоповерхових пташниках, а також при утриманні бройлерів в кліткових батареях.

Архітектурні особливості моноблочних споруд обмежують застосування сучасного енергозберігаючого устаткування, оскільки притока повітря може здійснюватися тільки із стелі або з однієї торцевої стіни. Ця проблема була вирішена за допомогою використання вентиляції рівного тиску: повітря примусово подається через припливні шахти і також примусово видаляється через витяжні шахти.

В даний час на сторінках друку ведуться дискусії з приводу правомірного застосування систем вентиляції від'ємного тиску на вітчизняних птахівничих підприємствах. Одним з аргументів її супротивників є ризик переміщення бактерійної флори. На думку вітчизняних фахівців ця проблема існує при використанні даних систем в пташниках ремонтного молодняка, батьківського стада і промислового стада курей-несучок. А оскільки період вирощування бройлерів складає 50-60 днів, то вірогідність захворювання птаха протягом цього часу дуже мала.

Для пташників ремонтного молодняка, батьківського і промислового стада курей-несучок, виходячи з практичного досвіду, пропонуються системи надмірного тиску, в яких встановлюються блоки повітропідготовки, повітря по пташнику розподіляється за системою поліетиленових повітропроводів, а видалення проводиться через клапани надмірного тиску або осьові вентилятори. Повітря нагрівається калориферами, теплоносій в яких поступає від котельної (одна на декілька пташників).

Також наголошується, що при температурах нижче -15°C потік свіжого холодного повітря не встигає прогрітися, що приводить до утворення холодних «плям» в зоні розміщення птаха. Для запобігання даному явищу в проектах передбачена установка спеціальних відбивачів, що сповільнюють швидкість руху холодного повітря, внаслідок чого він рівномірно змішується з внутрішнім повітрям.

Зниження енергоємності процесу створення і підтримання мікроклімату можливо за рахунок економії теплової енергії на опалювання шляхом переходу на децентралізовані системи опалювання, застосування локального обігріву, систем утилізації тепла, а також автоматизації тепловентиляційного устаткування, оптимізації управління тепловою потужністю і подачею повітря.

Висновок

Практика показала, що вентиляція, що існує в птахівництві, неефективна і енергоємна. Перспективними енергозберігаючими системами створення мікроклімату можуть бути визнані ті, які забезпечують оптимальний кліматичний режим у поєднанні з раціональною витратою електричної і теплової енергії.

Список використаних джерел

1. Кириленко Н. Хороший микроклимат - высокая продуктивность // Сельский механизатор. - 2004. - № 5. - С. 37
2. Материалы выступлений на семинаре «Современное оборудование и ресурсосберегающие технологии в птицеводстве и птицеперерабатывающей промышленности» 17-21 мая 2004 г., ВНИТИП, г. Сергиев Посад.
3. Новейшие беспроводные технологии на службе птицеводства. Микроклимат под контролем // Рекламный CD ООО «НПФ «Севекс». - 2004.
4. Писарев Ю. Система микроклимата от фирмы «Биг Дач-мен» // Птицеводство. -2003. - № 2. - С. 29-30.
5. Кириленко Н. Новые системы вентиляции // Сельский механизатор. - 2004. - № 4. - С. 24.
6. Материалы выступлений на семинаре «Современное оборудование и ресурсосберегающие технологии в птицеводстве и птицеперерабатывающей промышленности» 17-21 мая 2004 г., ВНИТИП, г. Сергиев Посад.
7. Косицын О.А., Овсянникова Е.А. Совершенствование энергоэкономных инфракрасных электрообогревателей для цыплят-бройлеров. - В сб. «Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве». Тр. 4-й Международной научно-технической конференции (12-13 мая 2004 г., Москва, ГНУ ВИЭСХ). - Ч. 3. Энергосберегающие технологии в животноводстве и стационарной энергетике. - М., 2004. - С.272-274.
8. Modern broilers requier optimum ventilation.// World Poultry-Elsevier Volume 16. -2000. - № 11. - P. 30-31.

Аннотация

РАЦИОНАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ НА ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ ФЕРМАХ

Полянский А.С., Болтянская Н.И.

В статье представлены результаты анализа путей решения вопросов энергосбережения при обеспечении оптимальных параметров микроклимата на птицеводческих фермах

Abstract

WAYS OF ENERGY-SAVINGS ARE AT PROVIDING TO THE MICROCLIMATE ON POULTRY FARMINGS FARMS

A. Polyansky, N. Boltyanskaya

In the article the results of analysis of ways of decision of questions of energy-

savings are presented at providing of optimum parameters of microclimate on poultry farmings farms

УДК678.67.02

ДО ПИТАННЯ ВИКОРИСТАННЯ МЕТАЛОФТОРОПЛАСТОВИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ В МАШИНОБУДУВАННІ

Листопад І.О., к.т.н., доц., Галич І.В., асист., Єфремова М.О., студ.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В статті розглянуто питання використання металофторопластових підшипників і способи їх використання в області сільськогосподарського машинобудування

Введення. Проблеми вдосконалення машин і механізмів сільськогосподарської техніки і вимоги підвищення надійності і довговічності визначають актуальність використання металофторопластових підшипників у вузлах машин.

Аналіз досліджень. Дослідження показали, що металофторопластові підшипники мають незначне гідродинамічне тертя, невеликі габарити, просту конструкції, швидкохідність, малу чутливість до ударних навантажень і короткочасних перевантажень, це визначило їх використання у машинобудуванні [1].

Мета дослідження. Метою даної роботи є визначення і використання металофторопластових підшипників ковзання в машинобудуванні.

У сучасній техніці підшипники ковзання і кочення є основними типами рухливих сполучень, кожен з них має свою сферу застосування, визначувану технічними і економічними вимогами.

Підшипники ковзання відомі і застосовуються вже досить давно. Примітивні підшипники ковзання були знайдені уперше в розкопках, що відносяться до епохи неоліту, коли люди уперше опанували уміння свердління отворів в камені.

Зростаючі споживи техніки сприяли появі нових типів рухливих сполучень. Для високих швидкостей обертання за останні роки розроблені підшипники ковзання з газовим мастилом, в яких використовується магнітний підвіс.

Тертя в опорах валів, що служать для передачі механічної енергії знижує к. п. д. машин і повинне бути по можливості виключено. Підшипники ковзання забезпечують дуже низький рівень сил тертя тільки при роботі в режимі гідродинамічного або гідростатичного мастила, коли контактуючі робочі поверхні повністю розділені плівкою мастильної рідини. Режим гідродинамічного мастила виникає лише при досить високій швидкості

відносного руху, який визначається геометрією підшипникового вузла, величиною навантаження і в'язкістю мастила.

Важливими достоїнствами підшипників ковзання є здатність витримувати великі перевантаження, безшумність в роботі, простота у виготовленні, мають менші розміри у напрямі діючого навантаження порівняно з підшипниками кочення. Остання особливість підшипників ковзання іноді робить вирішальний вплив при конструюванні мініатюрних і великих вузлів тертя.

Область переважного використання підшипників ковзання розширилася з появою матеріалів, здатних працювати в умовах сухого тертя без рідкого або пластичного мастила. У багатьох конструкціях мастило є або неефективним, або небажаним. У багатьох підшипникових вузлах машин, механізмів, побутових приладів, працюючих в звичайних умовах, використання підшипників ковзання, що не вимагають мастила, дозволяє відмовитися від застосування складних масло систем, що спрощує конструкцію і підвищує її надійність.

Найбільш сприятливу сукупність властивостей мають металофторопластові підшипники (рис. 1), що складаються з міцної конструкційної основи (як правило, сталевий), пористого шару антифрикційного сплаву (наприклад, бронзи), просоченого сумішшю фторопласту з наповнювачем, і тонкого поверхневого шару такого ж складу. Такі підшипники можуть витримувати дуже великі навантаження і здатні працювати без мастила в широкому діапазоні температур.



Рис. 1 – Типи підшипників які застосовують металофторопластові антифрикційні стрічки

Металофторопластовий матеріал без мастила при малих швидкостях допускає дуже великі навантаження (до 350 МПа). Зберігає працездатність в інтервалі температур від -200 до $+280$ °С. При температурі понад $+120$ °С. Із здатність навантаження поступово знижується; при температурі $+280$ °С досягає приблизно половини початкової величини. При низьких швидкостях ковзання ($0,05-0,1$ м/с) і високих навантаженнях коефіцієнт тертя матеріалу мінімальний ($0,12-0,14$). При навантаженнях в межах $0,1-10$ МПа і при швидкостях ковзання $0,2-5$ м/с коефіцієнт тертя може змінюватися від $0,1$ до

0,2, тобто бути в межах звичайних підшипникових матеріалів при граничному мастилі.

Розвиток підшипників ковзання, здатних працювати при сухому терті, розділяють на три головні етапи.

Етап I – розробка матеріалів, що само змащуються. Спочатку з'явилися углеграфітові матеріали і полімери з наповнювачами, прогрес на цьому етапі був досягнутий з появою так званого фторопласту.

Етап II – характеризується нанесенням м'якого антифрикційного шару на тверду конструкційну основу. Дослідження в цій області показали, що міцність і властивості тонких плівок, нанесених на тверду основу, і їх зносостійкість збільшуються зі зменшенням товщини плівки (плівки завтовшки 0,3-0,5 мм здатні витримувати великі питомі навантаження і при товщині 0,3 мм поводяться по теплопровідності як метал основи), але при цьому зменшується величина допустимого лінійного зносу підшипника, а це обмежує його довговічність.

Етап III – антифрикційна плівка, що витрачається, постійно поповнюється і оновлюється таким, що поступає в зону тертя матеріалом, що само змащуються, міститься в порах каркаса.

Існують підшипники, що само змащуються, ковзання підрозділяють на монолітні і комбіновані.

Монолітні підшипники виготовляють зазвичай з чистого фторопласту і мають хороші антифрикційні властивості, але для ряду умов застосування недостатньо міцні і зносостійкі. Тому підшипники з чистого фторопласту або графітового матеріалу застосовують порівняно рідко. Частіше монолітні підшипники виготовляють з композиційних матеріалів.

Гідність полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) полягає в тому, що при виході з ладу підшипник не пошкоджує сталеву поверхню валу (термопластичний матеріал оплавляється і тече), це значно спрощує ремонт підшипникового вузла. Ця особливість поведінки ПКМ відрізняє їх від металевих сплавів і порошкових матеріалів, які у разі задирку повністю виводять з ладу не лише підшипник, але і контактуючий вал.

У нашій країні проводяться дослідження по застосуванню антифрикційних ПКМ. Основними недоліками їх, являються: високе значення коефіцієнта тертя при гідродинамічному мастилі; обмеженість допустимої швидкості ковзання і навантаження при роботі в режимах сухого тертя.

Для їх усунення вирішувалося завдання по дослідженню можливості поліпшення антифрикційних і міцних властивостей ПКМ за рахунок зміни їх структури шляхом так званого «легування» (введення наповнювачів з високим вмістом кремнію або природного мінералу).

Аналіз експериментальних даних показав, що при «легуванні» ПКМ відбувається:

- підвищення міцних характеристик в 1,2-1,3 разу;
- зменшення коефіцієнта тертя в 1,5 разу;
- підвищення зносостійкості в 1,3-1,4 разу;
- підвищення гранично допустимої температури на 10%;

- підвищення допустимої швидкості ковзання на 30-40%;
- підвищення питомого навантаження на 10-15%.

При дослідженні отримали композиційні матеріали «леговані» графітом. Введення графіту дозволяє надати властивості самозмащування текстолітам, в яких використовується фенолоформальдегідная смола. На основі епоксидних смол створені такі композиційні матеріали, як масляний і епоксидний. Підвищення міцності графітових матеріалів досягають вкрапленням в полімери і метали. Матеріали такого виду випускаються в нашій країні і за кордоном. На основі графіту розроблені нові композиційні матеріали: нигран, углеситалл, графити.

Перспективними для важких умов роботи без мастила являються комбіновані матеріали, що само змащуються, в яких композиційний антифрикційний робочий шар нанесений на тверду конструкційну основу. У Німеччині розроблений комбінований матеріал марки «Спрелафлон», що є композиційним шаром з фторопласту, свинцю і фенолоформальдегідної смоли з добавками, наноситься на сталеву основу. У машинобудуванні багатьох країн широко застосовують комбінований металофторопластовий матеріал, що має високі міцні і антифрикційні властивості. Технологія виготовлення металофторопластового матеріалу передбачає спікання на омедненій сталевій основі тонкого пористого шару з часток сферичної форми високо олов'яної бронзи з подальшим просоченням (вкрапленням) його в пори матеріалу і стає наповнювачем. Сталева основа з вкрапленням металофторопластового матеріалу має високу міцність, а бронзовий пористий каркас забезпечує швидке відведення тепла, що виникає при терті, це служить резервуаром для твердого мастила, роль якого грає фторопласт, поверхневий шар антифрикційного матеріалу запобігає зносу зв'язаної з підшипником деталі і збільшує працездатність.

Металофторопластових підшипників працюючих в умовах відсутності мастильного матеріалу і мають початковий функціональний модуль у вигляді конструкційної основи з мало вуглецевої сталі, на яку через тонкий шар міді нанесений пористий шар сферичних часток олов'яної бронзи (діаметром близько 0,1 мм) завтовшки 0,3-0,4 мм. Загальний об'єм пір складає 30-40% об'єму модуля. З суміші фторопласту з наповнювачем (дисульфід молібдену) формується тонкий поверхневий шар, що закриває вершини, що виступають в зовнішніх сферичних часток бронзи [4].

Отриманий складений матеріал із сталеві стрічки, що несе, припеченої до неї пористої підкладки і фторопластового наповнення, має істотні переваги. Вони полягають в підвищеній механічній міцності, високій зносостійкості і надійності, приносять економію кольорових металів і фторопласту.

Металофторопластові підшипники мають високі антифрикційні властивості в діапазоні температур від 73 до 553 К; тиск $p_v = 1,5$ МПа, швидкість обертання від 1 до 14 м/с, працездатні у вакуумі, рідких середовищах, не мають мастильної дії, дозволяють замінити складні шарикопідшипникові вузли. Діаметр цих деталей в два менший, маса менше в порівнянні з традиційними підшипниками кочення, при цьому виключається

використання дорогих легованих сталей [2]. Подібний стрічковий матеріал застосовується в найрізноманітніших галузях, в основному, у вузлах, працюючих без мастила, хоча введення мастила, як правило, чинить сприятливу дію на роботу підшипників. Підшипники використовуються з традиційними оліями у вузлах тертя, працюючих в режимах гідродинамічного і змішаного тертя (у вузлах тертя: насосів для перекачування нафти, гідронасосів керма автомобілів та ін.) [3].

Проведені дослідження показали, що металофторопластові підшипники можуть використовуватися в різних вузлах сільськогосподарських машин і устаткування замість підшипників кочення, вони дають можливість регулювати швидкість обертання шпинделів в широкому діапазоні (до 20 000 об/хв.), зменшити шум і вплив вібрацій на роботу пристроїв, тим самим дозволивши збільшити швидкість і термін служби виробів в цілому.

Висновки

1. Металофторопластові підшипники знайдуть застосування в машинобудівній, станкобудівній, авіаційній і інших галузях промисловості у відповідальних вузлах обертального і коливального (поворотно-обертального) руху.

2. Особливий інтерес мають підшипники металофторопластиковою стрічкою працюючі в режимах гідродинамічного і змішаного тертя.

3. Вітчизняні традиційні технології виготовлення МФЛ (металофторопластові стрічки) доки не дозволяють отримувати подібні матеріали з високими експлуатаційними властивостями із-за недостатності полімерного мастила, визначуваного завтовшки фторопластової плівки (соті долі мм). Причина в неможливості вкрапляти фторопласт на достатню глибину і міцно з'єднати його з пористим бронзовим шаром.

Список використаних джерел

- 1 Крукович А.Р. Застосування в машинах і механізмах підшипників ковзання, що містять металофторопластові елементи. Наукові праці ДВГТУ, вип. 128, стаття 17, 2005.
- 2 Муратов Х.И. Оснащення парової турбіни ВКВ-22 - I підшипниками з "сухим" картером і з металофторопластовими антифрикційними елементами. Энергетик, № 7, 2004.
- 3 Композиційні підшипники ковзання, що самосмазуються, і технологія їх виробництва // тр. междунар. конф. – М., 2003. - С. 253-257.
- 4 Семенов А.П. Подшипники скольжения [Текст] / А.П. Семенов – М.: Машиностроение, 1969. - 72с.
- 5 Богатин О. Основы расчета полимерных узлов трения [Текст] / О.Б. Богатин, В.А. Мороз, И.Н. Черский. – Новосибирск: Наука, 1983. - 36с.

Анотація

К ВОПРОСУ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТАЛОФТОРОПЛАСТОВИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Листопад И.А., Галич И.В., Сфремова М.А.

В статье рассмотрен вопрос использования металлофторопластовых подшипников и способы их использования в области сельскохозяйственного машиностроения

Abstract

TO THE QUESTION OF THE USE OF METALLOFLUOROPLASTIC BEARINGS IN AN ENGINEER

I. Listopad, I. Galych, M. Yefremova

In the article the question of the use of the metallofluoroplastic bearing and methods of their use are considered in area of agricultural engineer

УДК 632.08

ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ПЕНЫ В МАШИНАХ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ СРЕДСТВ ХИМИЗАЦИИ В СЛОЕ ПЕНЫ

**Мельник В.И., д.т.н., проф., Лукьяненко А.В., асист.,
Гриценко И.В. студ., Чумак М.Б. студ.**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
им. Петра Василенко*

В статье описана установленная зависимость (кратность пены от длины пути транспортирующего канала), полученная в результате исследований на основании которой была определена длина транспортирующего канала, а также месторасположение пеногенерирующего устройства для машин ленточного внесения вспенивающихся средств химической защиты растений

Введение. Одним из химических способов защиты растений является внутрипочвенное внесение средств химизации в слое пены [1], который предусматривает создание из рабочей жидкости пены и внесение ее на обрабатываемую полосу. Пену нагнетают внутрь полости, которая образуется под действием рабочего органа [2].

Рабочий орган для осуществления этого способа представляет собой стрельчатую лапу со стойкой, в кинематической тени которой на кронштейне закреплен канал для подвода пены в залаповое пространство. Между крыльями лемехов стрельчатой лапы имеется сводообразующий козырек, который является регулятором временной задержки осыпания грунта.

Технологический процесс внутрипочвенного внесения жидких средств химизации осуществляется при движении рабочего органа. Пена подается по каналу в пространство, ограниченное лемехами стрельчатой лапы и сводообразующим козырьком. Скапливаясь внутри этого пространства, пена распространяется по его пустотам. В дальнейшем почва, осыпаясь,

перераспределяет пену, сдвигая некоторую часть ее в центр обрабатываемой полосы. Происходит это по той причине, что почва сначала осыпается по краям, а затем уже и в центре. Так достигается равномерное распределение пены по ширине захватываемой полосы [3].

Предлагаемая технология внесения жидких средств химизации в слое пены предполагает установку на уже существующие машины для поверхностной обработки почвы стрельчатых рабочих органов и пеногенерирующего устройства (пеногенератора).

Пеногенерирующее устройство состоит из компрессора, емкости для рабочей жидкости (водный раствор химиката и пенообразующего вещества), пенообразующих форсунок и трубопроводов.

Количество стрельчатых рабочих органов на машинах, которые предполагается использовать для внесения средств химизации в слое пены, определяется шириной захвата машины (для сплошного внесения) или количеством междурядий (при междурядной обработке).

Постановка проблемы. Компоновка пеногенерирующих устройств на машинах, которые предполагается использовать для внутрипочвенного внесения средств химизации в слое пены, может разделяться на несколько конструктивных схем реализации:

- пеногенерирующее устройство одно и система трубопроводов для транспортировки пены к каждому рабочему органу;
- пеногенерирующих устройств несколько и каждый обслуживает одновременно несколько рабочих органов;
- количество пеногенерирующих устройств соответствует количеству рабочих органов.

В любом случае, в независимости от схем построения конструкции машины, пену необходимо транспортировать на некоторое расстояние. Отсюда возникает проблема изучения транспортирования пены по трубопроводам.

Возникает ряд подзадач:

- изучение временной задержки, начиная от включения воздушного компрессора до появления пены из трубопровода;
- установление закономерности продвижения пены по трубопроводу;
- появление механизмов, обуславливающих законы транспортирования пены в трубопроводе.

Решение задач. Процесс транспортирования пены изучался на лабораторной установке (рис. 1), которая состоит из компрессора 2, емкости с пенным раствором 1, пенообразующей форсунки 7 и сменного трубопровода 6.

Под действием давления воздуха, создаваемого компрессором 2 в емкости с рабочей жидкостью 1, последняя поступает по шлангу 4 к пенообразующей форсунке 7. Одновременно с подачей рабочей жидкости к пенообразующей форсунке от компрессора по шлангу 3 подается воздух. Внутри пенообразующей форсунки 7 происходит смешивание рабочей жидкости с воздухом. В результате этого на выходе пенообразующей форсунки образуется пена барботажным методом [4, 5]. Образовавшаяся пена поступает в горизонтально расположенный трубопровод 6.

Для изучения временной задержки измерялось время от начала работы воздушного компрессора до появления пены у выходного отверстия трубопровода. Опыты проводились с трубопроводами длиной от 0 до 5 м. в пятикратной повторности. Результаты исследований приведены на рисунке 2.

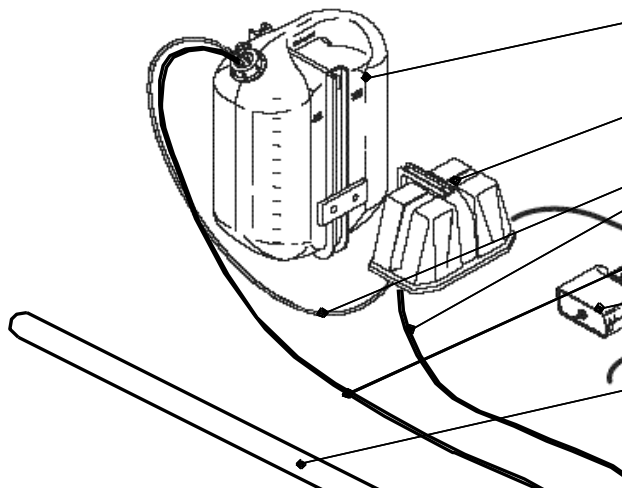


Рис. 1 – Схема лабораторной установки: 1 – емкость с рабочей жидкостью; 2 – воздушный компрессор; 3 - воздушные шланги; 4 – шланг с пенным раствором; 5 – пульт управления; 6 – исследуемый трубопровод; 7 – пенообразующая форсунка

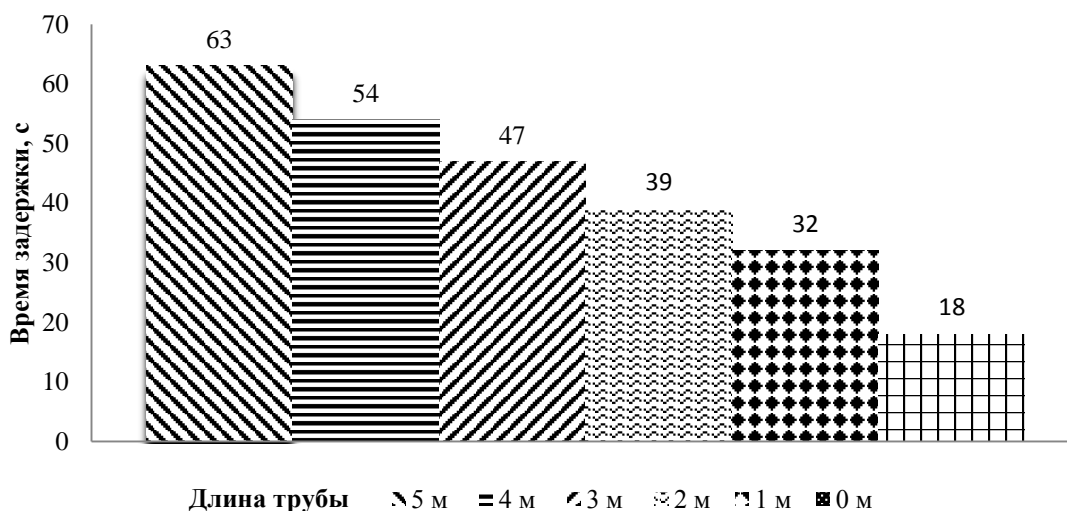


Рис. 2 – Результаты исследований временной задержки появления пены

Вторая серия опытов проводилась с целью установления закономерности продвижения пены по трубопроводу. Для этого замерялся вес пены, который образовывался за определенный отрезок времени (30 с). Трубопроводы для исследований брались такой же длины, как и в предыдущих исследованиях.

Результаты исследований приведены на рисунке 3.

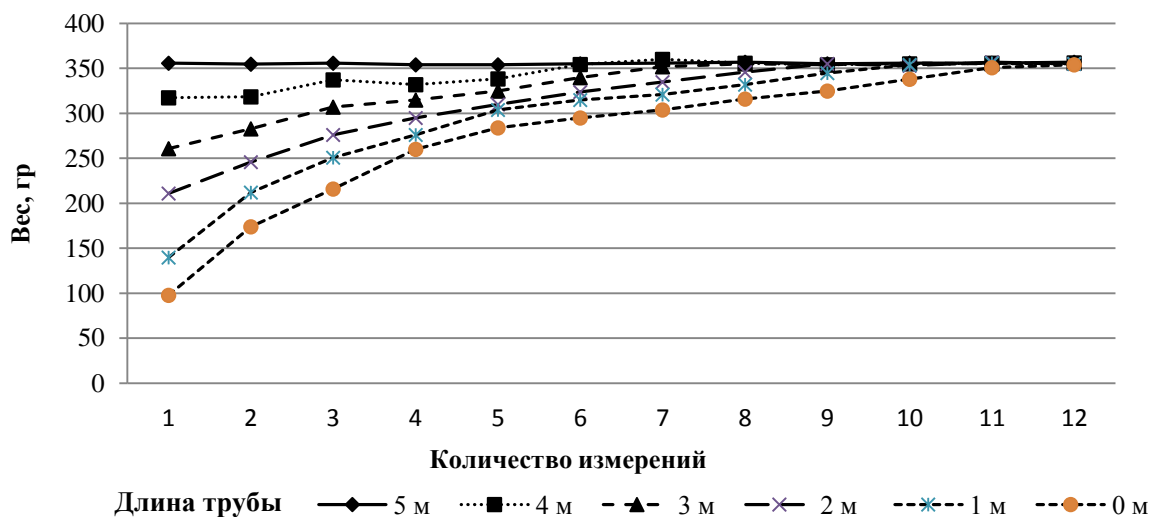


Рис. 3 – Результаты исследований закономерности продвижения пены по трубопроводам

При изучении результатов исследований можно предположить, что при первоначальном проходе пены по трубопроводу она уплотняется, т.к. поверхность трубы имеет шероховатость и путь ее из-за этого затруднен. В результате чего при первом измерении вес пены больше чем в других случаях и тем сильнее это заметнее чем длиннее труба.

Выводы. Проанализировав результаты исследований, установлена зависимость кратности пены от длины пути транспортирующего канала. Поэтому принято отказаться от транспортирующего канала для пены и интегрировать пенную форсунку в рабочий орган для машин ленточного внесения вспенивающихся средств химической защиты растений.

Список использованных источников

1. А.с. 47751 UA, МПК А 01 С 23/00. Спосіб підповерхневого внесення засобів хімізації у ґрунт [Текст] / Мельник В.І., Лук'яненко О.В. (UA). – 200908160; заявл. 03.08.2009; опубл. 25.02.2010, Бюл. №4. – 2 с.
2. Мельник В.І., Лук'яненко О.В. Обґрунтування методу для підповерхневого внесення рідких засобів хімізації в шарі піни. - Вісник. ХНАУ ім. В.В. Докучаєва 2009, вып. №11(1), с. 17-19.
3. Мельник В.І., Лук'яненко О.В. Спосіб під поверхневого ультрамалооб'ємного внесення рідких засобів хімізації і рабочий орган для його здійснення. - Вісник. ХНТУСГ ім. П. Василенка 2011, вып. №107(2), с. 208-211.
4. А.с. 803941 СССР, МКИЗ А 62 С 1/12. Способ получения воздушно-механических пен для тушения пожаров [Текст] / А.И. Козлюк, В.П Чарков, Г.М. Шецер, Г.Г Кошечев, М.Е. Краснянский, В.П. Засевский, О.Л. Кокотов. (СССР).– № 2634086/29-12; заявл. 10.05.78; опубл. 15.02.81, Бюл. № 6.- 2 с.
5. Тихомиров В.К. Пены. Теория и практика их получения и разрушения. - М.: Химия, 1983.-264 с.

Анотація

ВИВЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ ПІНИ В МАШИНАХ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ РІДКИХ ЗАСОБІВ ХІМІЗАЦІЇ В ШАРІ ПІНИ

Мельник В.І., Лук'яненко О.В., Гриценко І.В., Чумак М.Б.

У статті описана встановлена залежність (кратність піни від довжини шляху транспортуючого каналу) отримана в результаті досліджень. На підставі, якій була визначена довжина транспортуючого каналу, а так само місцезорозташування піноутворюючого пристрою для машин стрічкового внесення спінюючих засобів хімічного захисту рослин

Abstract

STUDY OF TRANSPORTATION FOAM IN MACHINES FOR THE LIQUID OF CHEMICALS IN A FOAM

V. Melnik, A. Lukjanenko, I. Gritsenko, M. Chumak.

The article describes the established dependence (multiplicity of foam from the path length of the conveying channel) from the research. On the bottom, which was defined length of the conveying channel, as well as the location of the equipment for machines penogeneriruyuschego band application of foam chemical plant protection

УДК 504:65.01(045)

ПРИНЦИПИ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ ЕКОЛОГІЧНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ

Лук'яненко В.М., к.т.н., доц., Галич І.В., асист., Губська Н.Е., студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Проаналізовано засоби підвищення екологічної безпеки об'єктів загального користування. Показано, що одним із головних напрямів вирішення екологічних проблем на підприємствах є розробка спеціалізованих комплексів природоохоронних заходів у формі системи екологічного менеджменту. Розглянуто переваги впровадження системи екологічного менеджменту на підприємствах. Розроблено принципи та послідовність етапів створення та впровадження системи екологічного менеджменту

Постановка проблеми. Створення безпечних умов життя для людей у місцях їх проживання реалізується за рахунок обмеження негативних впливів промислових об'єктів та наслідків їх діяльності. З цією метою джерела впливів реєструються, над ними встановлюється контроль та розробляються нормативи, які обмежують негативні фактори до припустимих параметрів.

Такий підхід до нормування антропогенного і техногенного навантаження на навколишнє середовище не змінює суті цих факторів і впливів – це лише компроміс між природоохоронними органами та об'єктами господарювання.

Більш прогресивним, а тому ефективним, методом зменшення навантаження на навколишнє середовище є усунення факторів впливу, зміна існуючої виробничої практики та технологічних процесів у напрямі зменшення їх агресивності щодо навколишнього середовища.

Основним засобом екологізації діяльності промислових підприємств є впровадження системи екологічного менеджменту (СЕМ).

Аналіз останніх досліджень. Система екологічного менеджменту – сучасний підхід до врахування пріоритетів охорони навколишнього середовища у процесі планування та здійснення діяльності організації, невід'ємна складова частина сучасної системи управління нею [1].

Системи екологічного менеджменту застосовуються виробничими і сервісними організаціями, органами державного управління і освітніми установами. Принципи СЕМ розповсюджуються на управління територіями і регіонами.

Для організацій, що впроваджують СЕМ, особливо важливими є можливості СЕМ, пов'язані з підвищенням стійкості й ефективності всієї їх діяльності.

Внесок СЕМ у формування успіху організації визначається тим, що вона дозволяє систематизувати підходи до запобігання і вирішення екологічних проблем у всіх аспектах діяльності підприємства [2].

Результати досліджень. В умовах пострадянських країн скорочення витрат, пов'язаних із нераціональним використанням ресурсів і матеріалів, втратами, є одною з найбільш значущих переваг впровадження СЕМ.

Не слід ототожнювати поняття впровадження СЕМ і отримання відповідного сертифікату.

Основні переваги приносить організація СЕМ, що реально працює, для створення якої необхідна систематична діяльність, яка включає:

- широке залучення персоналу в розробку і функціонування СЕМ;
- постановку конкретних і досяжних екологічних цілей і задач;
- визначення відповідальності та виділення ресурсів;
- розробку, перегляд і впровадження процедур;
- досягнення цілей;
- аналіз результатів керівництвом та підвищення ефективності.

Сертифікація СЕМ є одним зі способів демонстрації уваги організації до питань охорони навколишнього середовища зацікавленим сторонам.

Впровадження СЕМ, крім екологічних питань, допомагає вирішити і економічні [3]:

- підвищує інвестиційну привабливість компаній;
- дозволяє понизити страхові витрати і вартість кредитів.

Система екологічного менеджменту допомагає скоротити витрати, підвищити якість не тільки продукції і послуг, але і компанії в цілому, послідовно зменшувати негативний вплив діяльності на навколишнє середовище і здоров'я людини впродовж всього життєвого циклу.

Впровадження СЕМ має одну визначальну особливість.

Вирішення всіх ключових питань здійснюється на вищих рівнях, а впровадження відбувається на місцях відповідно до глобальної стратегії.

Можна виділити такі етапи впровадження СЕМ: ініціативний; підготовчий; концептуальний; аналітичний; практичний; організаційний; активний; сертифікаційний.

Наведені в таблиці заходи з упровадження СЕМ відображають ключові моменти цього процесу, які є необхідними та обов'язковими, хоча їх повнота може відрізнятись у кожному конкретному випадку.

Ініціативний, підготовчий, концептуальний, аналітичний етапи можуть проходити повністю на рівні керівництва компанії. Такого підходу необхідно уникати, особливо на концептуальному та аналітичному етапах.

Таблиця 1 – Етапи впровадження СЕМ

| Етап | Зміст етапу |
|-----------------|---|
| Ініціативний | Ухвалення рішення про впровадження СЕМ керівництвом компанії та інформування керівників на місцях |
| Підготовчий | 1. Навчання фахівців упровадженню СЕМ. 2. Оцінка вихідної екологічної ситуації. 3. Ухвалення остаточного рішення про впровадження СЕМ з урахуванням оцінки початкової ситуації |
| Концептуальний | 1. Визначення екологічної політики компанії. 2. Визначення повноважень і відповідальності серед вищого керівництва. 3. Навчання фахівців з упровадження СЕМ. 4. Розробка опису процесів, загальної структури і процесів СЕМ. 5. Розробка системи документообігу і записів для компанії. 6. Інформування і початкове навчання персоналу |
| Аналітичний | 1. Визначення вимог законодавчих і нормативних актів зацікавлених сторін, створення реєстру вимог. 2. Визначення можливих нештатних ситуацій, які можуть впливати на навколишнє середовище. 3. Визначення екологічних аспектів, пріоритетних аспектів, створення реєстру аспектів |
| Практичний | 1. Визначення екологічних цілей компанії 2. Визначення задач і розробка програми екологічного менеджменту |
| Організаційний | 1. Розробка механізмів контролю, робочих процедур. 2. Аналіз можливих нештатних ситуацій і підготовка плану дій при їх виникненні. 3. Визначення вимог до моніторингу. 4. Навчання персоналу виконанню переглянутих / введених процедур і інструкцій. 5. Розробка процедур для виявлення та виправлення невідповідностей. 6. Розробка настанов з СЕМ |
| Активний | 1. Упровадження робочих процедур. 2. Функціонування СЕМ, у тому числі виконання програми екологічного менеджменту. 3. Проведення внутрішнього аудиту. 4. Аналіз з боку керівництва компанії. 5. Удосконалення СЕМ. 6. Функціонування СЕМ, у тому числі виконання програми екологічного менеджменту |
| Сертифікаційний | Підготовка та проходження сертифікації (за необхідності) |

Можна дати узагальнені рекомендації щодо впровадження СЕМ.

Підготовчий рівень є визначальним для суті СЕМ, оскільки формує основу для концепції та виконавців для впровадження СЕМ.

На цьому етапі критичним є залучення фахівців на місцях, навіть за умови виконання робіт з впровадження СЕМ спеціально запрошеними експертами та консультантами.

Оцінка вихідної екологічної ситуації проводиться у формі внутрішнього екологічного аудиту, метою якого є:

- виявлення екологічних аспектів діяльності у нормальних, позаштатних та аварійних умовах;
- аналіз всіх позаштатних та аварійних випадків;
- аналіз існуючих практик або елементів СЕМ, які діють у межах компанії загалом або партнерів / постачальників компанії;
- виявлення законодавчих норм, які регулюють діяльність підприємства в Україні, та їх застосування у практиці;
- установлення інших національних, міжнародних чи партнерських екологічних вимог, які компанія загалом готова на себе прийняти.

Фактично така оцінка включає повний аналіз: діяльності; персоналу; технологічних процесів; документації; управління; співробітництва між структурними підрозділами; виконання законодавчих норм.

Усе це має потенційний вплив на взаємодію підприємства із навколишнім середовищем. При цьому дуже важливим є не аналіз офіційних даних, а оцінка реальної ситуації, що передбачає виїзд на кожен об'єкт та роботу з персоналом особисто.

У результаті виконання аудиту:

- визначається дійсний рівень природоохоронної діяльності;
- розкриваються її проблеми;
- оцінюються вартість та економічний ефект запровадження СЕМ;
- визначаються підходи до впровадження СЕМ.

Сформована за результатами оцінки та опису процесів екологічна політика компанії стає основою для подальшої роботи та розроблення загальної структури і процесів СЕМ.

Найважливішими складовими успіху впровадження СЕМ є:

- чітке визначення повноважень і відповідальності серед вищого керівництва;
- ретельне документальне оформлення разом;
- розробка системи документообігу для всієї діяльності, пов'язаної з впровадженням, а пізніше функціонуванням, оцінкою та вдосконаленням системи екологічного менеджменту [4].

Другою найважливішою складовою є ефективне, своєчасне та вичерпне інформування та навчання персоналу на підприємстві.

На концептуальному етапі основну роботу виконує компанія загалом. На цьому етапі відображається необхідність і обов'язок керівництва успішно долучити до процесу і передати отримані результати працівникам на місця.

Аналітичний етап робіт адаптує загальні принципи запланованої СЕМ до

окремих об'єктів, і одночасно формує її основне наповнення на наступному етапі – цілі і задачі, які складають основу програми СЕМ для всіх підприємств разом із конкретними строками і відповідальними за їх досягнення.

Співставлення існуючих параметрів діяльності та впливів підприємства на якість навколишнього середовища з запланованими дозволяє сформулювати загальні цілі підприємства та задачі для їх досягнення.

В основі їх розробки є визначення пріоритетних екологічних аспектів діяльності та основних позаштатних ситуацій, яких необхідно уникнути [5].

Аналіз впливів на навколишнє середовище дозволяє виділити такі загальні пріоритетні аспекти їх діяльності:

- викиди в повітря;
- скид стічних вод у міську каналізацію або вільне стікання дощових вод на прилеглий ґрунт;
- забруднення ґрунту;
- забруднення підземних вод;
- втрати сировини у разі надходження, зберігання та видачі транспорту;
- споживання води та електроенергії;
- вплив на стан здоров'я працівників та жителів прилеглих територій;
- вплив на умови проживання та рівень життя в прилеглих селібетних зонах;
- ризики позаштатних та аварійних ситуацій.

Організаційний етап закладає основи успішного запровадження СЕМ, оскільки забезпечує:

- розроблення та документування механізмів контролю за діяльністю з упровадження СЕМ;
- виявлення порушень та їх усунення.

Усі сформульовані положення оформлюють у вигляді настанов з упровадження СЕМ, які є спільними для всіх компанії, а конкретні задачі можуть різнитися для окремих підприємств [6].

Висновки. Функціонування впровадженої СЕМ не обмежується лише виконанням настанов. Ідеологія і призначення СЕМ полягають в постійній оцінці результативності, вдосконаленні існуючих практик, програм та встановленні нових вищих цілей.

Важливим є проведення постійних аудитів та моніторингу екологічної результативності, тобто успішності в досягненні вищих стандартів якості роботи і обмеженні впливу на довкілля.

Діюча СЕМ на підприємствах дозволяє:

- звести до мінімуму негативний вплив даних об'єктів на навколишнє середовище;
- підвищити ефективність роботи підприємства загалом;
- знизити ризики для здоров'я працівників та населення прилеглих територій;
- зменшити ризики нештатних та аварійних ситуацій.

Впровадження СЕМ ставить за мету не одноразове підвищення рівня екологічної безпеки об'єкту, а постійну роботу в напрямі підвищення

пріоритетів охорони навколишнього середовища в загальній діяльності компанії.

Список використаних джерел

1. ДСТУ ISO 14001:2006. Системи екологічного управління. Вимоги та настанови щодо застосовування (ISO 14001:2004, IDT) [Текст]. – Введ. 2006-05-15. – К.: Держспоживстандарт УКРАЇНИ, 2006. - 17 с.
2. Руководство ИСО/МЭК 66 «Общие требования к органам, выполняющим оценку и сертификацию систем экологического менеджмента» [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.14000.ru/accreditation>.
3. Дайман С.Ю. Системы экологического менеджмента для практиков [Текст] / С.Ю. Дайман, Т.В. Островкова, Е.А. Заика, Т.В. Сокорнова; под ред. С.Ю. Даймана. – М.: РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2004. - 248 с.
4. Масленникова И.С. Экологический менеджмент: Учебное пособие [Текст] / И.С. Масленникова, Л.М. Кузнецов, В.Н. Пшенин. – Санкт-Петербург, 2005. - 200 с.
5. Рижков С.С. Екологічний менеджмент і аудит [Текст] / С.С. Рижков, С.М. Літвак, В.А. Скороходов. – К: Професіонал 2009. - 208 с.
6. ДСТУ ISO 14004:2006. Системи екологічного управління. Загальні настанови щодо принципів, систем та засобів забезпечення (ISO 14004:2004, IDT) [Текст]. – Введ. 2006-07-01. – К.: Держспоживстандарт УКРАЇНИ, 2006. - 38 с.

Аннотация

ПРИНЦИПЫ ВНЕДРЕНИЕ СИСТЕМЫ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО МЕНЕДЖМЕНТА

Лукьяненко В.М., Галич И.В., Губская Н.Е.

Проанализированы способы повышения экологической безопасности объектов общего пользования. Показано, что одним из главных направлений решения экологических проблем на предприятиях является разработка специализированных комплексов природоохранных мероприятий в форме системы экологического менеджмента. Рассмотрены преимущества внедрения системы экологического менеджмента на предприятиях

Abstract

PRINCIPLES OF ENVIRONMENTAL MANAGEMENT SYSTEM

V. Lukyanenko, I. Galych, N. Gubskaya

Analysis tools improve environmental safety of the public. It is shown that one of the main areas of environmental problems in the business is to develop specialized systems of environmental protection measures in the form of environmental management. The advantages of implementing environmental management in enterprises

СУЧАСНІ АСПЕКТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОБЛЕМ ВИРОБНИЧОГО РИЗИКУ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦІВНИКІВ БЕЗПЕЧНИМИ УМОВАМИ ПРАЦІ

Улітіна М.Ю., Коржик Б.М. проф., к.т.н.

Харківська національна академія міського господарства

Стаття присвячена проблемам ризику в процесі розвитку суспільства. Розглядаються проблеми створення безпечних і здорових умов праці для робітників.

Стрімке зростання глобалізаційних та інтеграційних процесів, інтенсивне наростання загроз у багатьох сферах життєдіяльності особи, суспільства й держави підтверджує необхідність розвитку теорії безпеки. У процесі свого розвитку людство пристосувалося і продовжує пристосовуватись до умов довкілля, що постійно змінюються. Нині нас оточує майже штучне середовище існування – техносфера. Перетворюючи навколишнє середовище, людина намагалася досягти зменшення впливу потенційних чи реальних факторів небезпеки. В цьому напрямі вона досягла значних успіхів: середня тривалість життя в Європі у ХІХ ст. становила близько 40 років, а в ХХ ст. зросла до 75 років. Однак поява складних і енергоємних підприємств з розвинутою інфраструктурою створила проблему безпеки населення. Остання тепер залежить від надійності обладнання, точності та правильності дій персоналу. З підвищенням складності керування обладнанням зростає і рівень небезпеки.

Дослідження проблеми ризику в діяльності суб'єкта потребують аналізу співвідношення поняття «ризик» із ключовими категоріями, що характеризують ступінь захищеності соціально-економічних процесів і систем. Дана обставина має принципове значення для проблеми управління ризиком. Основною категорією, що характеризує цю мету, є поняття «безпека», з яким також тісно пов'язане поняття «надійність». Остання раніше, ніж категорія «безпека», пов'язане з поняття ризику: пари антонімів «ризик / надійність» як взаємодоповнююча конструкція, що забезпечує врахування всіх можливих рішень із погляду їхньої ризикованості.

Особливість сучасних підходів у дослідженні поняття «безпека» полягає у доданні пріоритетності інтересам людини при розгляданні теми безпеки, а також у якісно новому рівні розробки кількісних методів оцінки. Висвітлення питань безпеки у вітчизняній літературі відображає українську специфіку розвитку суспільства. Традиційна недооцінка людини й зневага цінністю людського життя визначили обговорення теми безпеки, насамперед, з погляду державної безпеки.

Стан і перспективи розвитку в Україні людського потенціалу в структурі виробничих сил є основними умовами добробуту країни і найважливішими чинниками національної безпеки. Проблема створення безпечних і здорових умов праці робітників є не тільки соціальною і економічною, але і політичною, тому її вирішення потребує комплексного підходу.

За останні роки в Україні спостерігається динаміка зниження травматизму на виробництві зі смертельним виходом, але його рівень не може враховуватись як нормальний. Несприятливі умови праці є причиною високого рівня виробничого травматизму і професійних захворювань. Кожний рік отримують травми на виробництві 200 тис. людей, вмирають від впливу шкідливих небезпечних виробничих факторів близько 100 тис. людей.

Небезпечні умови праці, виробничий травматизм і професійні захворювання погіршують демографічну ситуацію. Охорона праці як система забезпечення життя і здоров'я працівників у процесі трудової діяльності зв'язана з сучасним станом економіки, навколишнього середовища, основних фондів, рівнем лікувально-профілактичного обслуговування, забезпечення засобами індивідуального і колективного захисту працівників, з якістю навчання і освіти, науковим й інформаційним потенціалом.

Для економіки України характерна висока питома вага видобувних видів економічної діяльності і переробки природних ресурсів, які є найбільш травмонезбезпечними, тому проблема формування механізмів соціального захисту працівників і охорони праці у країні від складних професійних і екологічних ризиків стає більш актуальною.

Пріоритетними напрямками державної демографічної політики України повинні бути зниження смертності, особливо у працездатному віці, від зовнішніх причин, створення умов для формування здорового образу життя.

У середньостроковій перспективі треба передбачити:

1) прийняття додаткових заходів зниження смертності населення від серцево-судинних і онкологічних захворювань, враховуючи профілактику і своєчасне виявлення захворювань на ранкових стадіях;

2) проведення заходів профілактики нещасних випадків на виробництві й професійних захворювань, своєчасне їх виявлення, розробка і реалізація з роботодавцем і профспілками заходів, які направлені на покращення умов і охорони праці, включаючи заходи зниження професійного ризику застрахованого з обов'язкового соціального страхування від нещасних випадків на виробництві й професійних захворювань і оптимізація страхових тарифів, а також посилення відповідальності суб'єктів трудових відносин – працівників і роботодавців за порушення трудового законодавства.

У довгостроковій перспективі треба передбачити:

1) реалізацію програми сприяння розширенню моделей здорового образу життя, спеціальні заходи сприяння зайнятості жінок, які мають дітей, програми ліквідації робочих місць з шкідливими або небезпечними для здоров'я населення умовами праці, заходи з профілактики і своєчасному виявленню професійних захворювань у працівників, створення умов для комфортної життєдіяльності сімей, які виховують дітей;

2) проведення заходів з реагування на можливі ризики у демографічному розвитку країни і прийняття превентивних заходів зі збереження населення.

Стратегічною метою державної політики в області розвитку ринку праці у довгостроковій перспективі повинно бути створення умов для забезпечення економіки високопрофесійними кадрами і підвищення ефективності їх використання.

Через негативні умови праці, виробничий травматизм і професійні захворювання країна несе великі соціальні витрати. Тому роботодавці повинні виділяти кошти на охорону праці у повному обсязі, згідно законодавству. У промислово розвинених країнах усвідомили, що травматизм на виробництві, професійні захворювання й загальне захворювання працівників не можуть сприяти успішному бізнесу, економічному і соціальному розвитку держави.

Аналіз причин захворюваності в Україні показує, що до 40% професійних захворювань зв'язані з неприємними умовами праці. Умови праці – не єдиний чинник, який впливає на здоров'я людини, але вплив його на тривалість життя треба враховувати. У зв'язку з шкідливими і особливо шкідливими умовами праці кожний рік виходять на пенсію 37% громадян. Для роботодавця найкращим засобом захисту працівників від шкідливих і небезпечних виробничих чинників повинно стати своєчасне їх забезпечення якісною спеціальною одежею, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту. У країнах Євросоюзу на забезпечення працівника засобами індивідуального захисту витрачається від 500 до 800 євро, враховуючи те, що роботодавці витрачають великі кошти на покращення умов праці й охорону здоров'я працівників.

Для того, щоб забезпечити безпечну працю на робочих місцях, необхідні кваліфіковані кадри і відповідальне, зацікавлене відношення до реалізації конституційних прав працівників як з боку роботодавців, так і керівників на всіх рівнях управління.

Низька якість робочих місць оказує негативний вплив на функціонування ринку праці й приводить до високої плинності робочої сили на роботах, які зв'язані з важкою фізичною працею, шкідливими і небезпечними умовами праці, до втрати кадрових ресурсів у зв'язку з виробничим травматизмом і професійними захворюваннями. У зв'язку зі значними соціальними і економічними втратами, які викликані виробничим травматизмом і професійними захворюваннями, збільшується значимість поглибленого дослідження, оцінки і розробки нових механізмів управління і методів впливу на умови праці і професійні ризики.

На сьогодні треба робітникам організувати роботу так, щоб вона була спрямована на:

- реалізацію основних напрямків державної політики у сфері покращення умов і охорони праці;
- профілактику і зменшення професійного травматизму і професійних захворювань на підприємствах і організаціях;
- координацію і методичне забезпечення діяльності регіональних центрів охорони праці, які навчають організації;
- поширення вітчизняної та зарубіжної інформації про заходи для удосконалення системи охорони праці.

Серед важливих проблем економіки праці – покращення соціально-економічних і виробничих умов праці, посилення її творчого характеру, зменшення ручної, малокваліфікованої і важкої фізичної праці; більш повне сполучення матеріальних і моральних стимулів, посилення їх впливу на

ефективність виробництва.

Треба поставити метою використання досягнення інших галузей науки, які вивчають фізіологію і психологію праці, соціологію, гігієну і охорону праці. Також треба використовувати досвід країн Європейського Союзу, де сформована модель якості робочого місця, яка передбачає створення таких умов праці, які є основою успіху економічних процесів. Європейська комісія на її основі запропонувала програму економічних і соціальних реформ.

Починаючи підготовку конкретних заходів по забезпеченню безпечних і здорових умов праці важливо визначити: для чого вони будуть проводитися, на кого розраховані, які результати очікувати. У залежності від мети обираються заходи її досягнення, видаються доручення працівникам, створюються комісії. економічною ефективністю за такими показниками, як приріст продуктивності праці, зменшення собівартості продукції, умовний річний економічний ефект, приріст прибутку і рентабельності.

Ефективність заходів залежить від встановлення строків його проведення, визначення порядку урахування виконаної роботи, попереджувальних дій. Треба детально обґрунтувати технічне оснащення робочого місця, фінансове і кадрове забезпечення. В охороні праці для вирішення завдань забезпечення захисту працівника у процесі трудової діяльності треба застосовувати різні заходи, які дозволять створити необхідний рівень безпеки. Впровадження дистанційного управління, автоматизації, роботизації та інші заходи дозволять визволити персонал від праці в небезпечних зонах [2].

Треба поставити метою використання досягнення інших галузей науки, які вивчають фізіологію і психологію праці, соціологію, гігієну і охорону праці. Також треба використовувати досвід країн Європейського Союзу, де сформована модель якості робочого місця, яка передбачає створення таких умов праці, які є основою успіху економічних процесів.

Список використаних джерел

1. Альгин А.П. Риск и его роль в общественной жизни.- М.: Прогресс, 1989.-389
2. Лисюк М. Управління охороною праці на виробництві [Текст] // Справочник кадровика. К. - №1. – 2006. – с. 70-73
3. Рекомендації, щодо впровадження заходів з профілактики виробничого травматизму // Охорона праці, 2010. - №12.-64 с.

Аннотація

СОВРЕМЕННЫЕ АСПЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОБЛЕМ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО РИСКА И ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТНИКОВ БЕЗОПАСНЫМИ УСЛОВИЯМИ ТРУДА

Улитина М.Ю., Коржик Б.М.

Статья посвящена проблемам риска в процессе развития общества. Рассматриваются проблемы создания безопасных и здоровых условий труда для рабочих.

Abstract

A MODERN ASPECTS FOR ISSUES DISQUISITIONS OF MANUFACTURING HAZARD AND ENSURING THE WORKERS WITH SAFETING CONDITIONS OF LABOR

M. Ulitina, B. Korzhik

An article devoted for the issues of hazard in process of society developing. This article is viewing the issues of creating a safety and a healthy conditions of labor for workers.

УДК 614.841

ДО МЕТОДИКИ АНАЛІЗУ ПОЖЕЖНОЇ НЕБЕЗПЕКИ

Коржик Б.М., проф., к.т.н., Корсун В.А.

Харківська національна академія міського господарства

Розглядається діюча методика аналізу пожежної небезпеки промислових та цивільних об'єктів та шляхів її вдосконалення.

За даними органів Держтехногенбезпеки України протягом 2012 року в Україні зареєстровано 71443 пожежі.

Матеріальні втрати від пожеж склали 3 млрд. 360 млн. 61 тис. грн. (з них прямі матеріальні збитки становлять 860 млн. 70 тис. грн., а побічні – 2 млрд. 499 млн. 991 тис. грн.). Унаслідок пожеж загинуло 2751 людина, у тому числі 87 дітей; 1682 людини отримали травми, з них 143 дитини [1].

Існуюча істина, що пожежу легше попередити, ніж потім її гасити є актуальною постійно. Таким чином забезпечення пожежної безпеки є складовою частиною виробничої та іншої діяльності посадових осіб, працівників підприємств, установ, організацій та підприємців.

Загальна схема попередження пожеж на діючих об'єктах виглядає так:

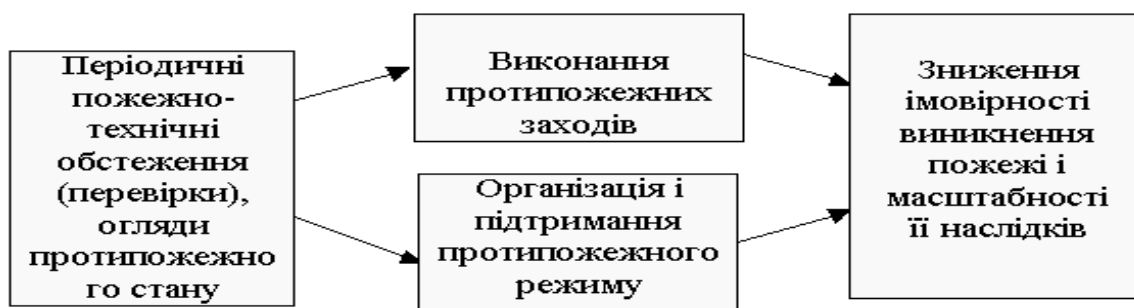


Рис. 1 – Схема попередження пожеж на об'єктах

Основними напрямками забезпечення пожежної безпеки є усунення умов виникнення пожежі та мінімізація її наслідків.

Ймовірність виникнення пожежі (вибуху) в пожежонебезпечному об'єкті

визначають на етапах його проектування, будівництва й експлуатації.

Для оцінки ймовірності виникнення пожежі (вибуху) на діючих підприємствах або об'єктах, що будуються, будівлях, спорудах необхідно мати статистичні дані про час існування різних пожежовибухонебезпечних подій, тобто таких подій, реалізація яких призводить до утворення горючого середовища й виникнення джерела запалювання.

Ймовірність виникнення пожежі (вибуху) в об'єктах, що проектуються, визначають на підставі показників надійності елементів об'єкта (складових частин), що дозволяє розрахувати ймовірність різних ситуацій у виробничому устаткуванні, системах контролю й керування, а також в інших пристроях, що складають об'єкт, які призводять до реалізації пожежовибухонебезпечних подій.

Аналіз пожежної безпеки полягає у визначенні наявності горючих речовин і можливих джерел запалювання, ймовірних шляхів розповсюдження пожежі й необхідних засобів пожежогасіння.

Аналіз пожежної безпеки у спрощеному вигляді будівель, приміщень, технологічного устаткування, об'єкта взагалі має дати відповіді на питання: де, за яких умов і яким чином може виникнути пожежа і як буде проходити її подальший розвиток або від чого, що і як може загорітися і до чого це призведе. Тобто аналіз пожежної безпеки являє собою прогноз виникнення пожежі та її наслідків. Під час аналізу обґрунтовується економічна доцільність протипожежних заходів.

Кінцевою метою аналізу пожежної безпеки буде максимально можливе виключення потенційних джерел запалювання, зведення до мінімуму горючого середовища, встановлення такого рівня протипожежного режиму, при якому можливість виникнення пожежі та масштаби її наслідків будуть найменші.

Методика аналізу пожежної безпеки зводиться до виявлення та оцінки:

- потенційних та наявних джерел запалювання;
- умов формування горючого середовища;
- умов виникнення контакту джерел запалювання та горючого середовища;
- умов та причин поширення вогню в разі виникнення пожежі;
- наявності та масштабів імовірної пожежі, загрози життю і здоров'ю людей, навколишньому середовищу, матеріальним цінностям;
- рівня працездатності систем протипожежного захисту та протипожежної стійкості кожної ділянки та об'єкта в цілому;
- порушень протипожежного режиму, норм і правил пожежної безпеки.
- Оскільки повністю виключити, в силу відомих причин, імовірність виникнення пожежі неможливо, то необхідно використовувати стратегію обмеження її наслідків, яка досягається такими заходами:
- забезпеченням потрібної вогнестійкості будівель та споруд;
- забезпеченням своєчасної евакуації людей та відповідності чинним нормам шляхів евакуації;
- створенням умов для ефективного гасіння пожежі;
- обмеженням поширення пожежі;
- своєчасною ліквідацією горіння.

Комплекс організаційно-технічних, економічних заходів, норм пожежної безпеки повинен забезпечувати впровадження сучасних ефективних заходів та засобів, а також підтримування пожежної безпеки на необхідному рівні [2].

Цей комплекс включає в себе такі основні заходи:

- організацію пожежної охорони відповідного виду (згідно з Законом України "Про пожежну безпеку" в нашій державі існують чотири види пожежної охорони: державна, відомча, місцева та добровільна);
- облік та аналіз даних про пожежі та збитки від них;
- паспортизацію речовин, матеріалів, виробів, технологічних процесів, будівель та споруд об'єктів в напрямку забезпечення пожежної безпеки;
- збирання, систематизацію та аналіз даних (вітчизняних та зарубіжних) про досвід та перспективні вирішення питань щодо забезпечення пожежної безпеки;
- організацію навчання працюючих правилам пожежної безпеки за місцем роботи та населення за місцем проживання;
- розробку та реалізацію норм і правил пожежної безпеки, інструкцій про заходи поводження з пожежонебезпечними речовинами та матеріалами, про дотримання протипожежного режиму та порядок дій людей у разі пожежі;
- облік та аналіз витрат на забезпечення пожежної безпеки, фінансування відповідних заходів; матеріально-технічне забезпечення систем запобігання пожежам та протипожежного захисту;
- розробку прогнозів та планів забезпечення пожежної безпеки, контроль та координацію їх виконання;
- виготовлення та застосування наочних засобів протипожежної пропаганди щодо забезпечення пожежної безпеки;
- нормування чисельності людей на об'єкті за умовами безпеки їх у разі пожежі;
- встановлення порядку зберігання речовин та матеріалів, гасіння яких неприпустиме тими самими засобами залежно від їх фізико-хімічних та пожежонебезпечних властивостей;
- розробку заходів щодо дій адміністрацій об'єктів, робітників, службовців та населення у разі пожежі та організації евакуації людей;
- забезпечення необхідної кількості, розміщення та обслуговування пожежної техніки, яка має забезпечити ефективне гасіння пожежі та бути безпечною для природи і людей;
- залучення громадськості та широких верств населення до питань забезпечення пожежної безпеки [3].

При проектуванні промислових підприємств, необхідно здійснити аналіз будівлі на відповідність встановленим нормативним вимогам. Оцінка пожежної безпеки дозволяє визначити вид об'єкту і віднести його до тієї або іншої категорії за вибухопожежній і пожежній небезпеці згідно [4].

Пожежна безпека промислових і сільськогосподарських підприємств відповідно до [5] забезпечується системами запобігання пожежі і протипожежному захисту, а також організаційно-технічними заходами. Розробка таких систем здійснюється виходячи з аналізу пожежної небезпеки і захисту технологічних процесів. Метод аналізу пожежної небезпеки і захисту технологічних процесів виробництв заснований на виявленні у виробничих умовах причин виникнення горючого середовища, джерел запалення і шляхів поширення вогню, без знання яких неможливо провести пожежно-технічну експертизу проектних матеріалів, перевірку протипожежного стану об'єктів, дослідження пожеж, що сталися, і загорянь, інших видів робіт державного пожежного нагляду.

Необхідно мати на увазі, що необхідність категорювання виникає на різних етапах виробничої діяльності. Головним чином, категорювання проводять на етапі проектування виробництва. В цьому випадку проектні організації зобов'язані визначити категорії усіх приміщень і будівель. ГПС на цьому етапі здійснює роль наглядового органу. Абсолютно очевидно, що якщо представники пожежної охорони не володіють методикою визначення категорій, то вже на цьому етапі в проект можуть вкратися помилки з легко прогнозованими наслідками.

Також, досить часто необхідність категорювання виникає при реконструкції виробництва приміщень і будівель, зміні технологій, устаткування, обсягу виробництва, власника і так далі

Процес визначення категорій приміщень необхідно розпочинати з ознайомлення з технологією в об'ємі, достатньому для розуміння її пожежної небезпеки і збору необхідних даних про речовини і матеріалів, що обертаються в приміщенні. Передусім, необхідно знати наступне:

- характеристики приміщення (довжина, ширина, висота);
- схема розташування устаткування в приміщенні (робочі креслення);
- технологічний регламент;
- схема і параметри вентиляційної системи;
- схема автоматичного контролю параметрів виробництва;
- схема автоматичної системи пожежогасінні.

Якщо категорювання проводиться на стадії проектування, то усі дані можна отримати тільки з проектною і технологічною документації.

Джерелом запалення може стати таке нагріте тіло (при вимушеному займанні) або такий екзотермічний процес (при самозайманні), які здатні нагрівати деякий об'єм горючого середовища до певної температури, коли швидкість тепловиділення (за рахунок реакції в горючій суміші) рівна або перевищує швидкість тепловідводу із зони реакції, при чому потужність і тривалість теплової дії джерела запалення повинні забезпечувати підтримку критичних умов з часом, необхідного для розвитку реакції з формуванням фронту полум'я, здатного до подальшого мимовільного поширення, тобто джерела запалення повинні задовольняти основній трьом умові.

$$t_{д.з.} \geq t_{сз.}, \quad (1)$$

де $t_{д.з.}$ – температура джерела запалення;
 $t_{сз.}$ – температура самозаймання горючого середовища.

$$Q_{\phi} \geq Q_{min} \quad (2)$$

де Q_{ϕ} – фактична кількість тепла, що віддається іскрою в об'єм горючої суміші;
 Q_{min} – мінімальна енергія запалення.

$$\tau_I \geq \tau_{ИД} \quad (3)$$

де τ_I – час теплової дії;
 $\tau_{ИД}$ – період індукції горючого середовища.

Якщо хоч би одна з названих умов не виконується, то іскра не володіє займистою здатністю і, отже, вона не може бути віднесена до джерела запалення.

Аналіз пожежної небезпеки є основою для розробки усіх видів протипожежних заходів. Тому повнота, своєчасність та якість його проведення істотно впливають на загальний протипожежний стан й організацію пожежно-профілактичної роботи.

Список використаних джерел

1. Статистика пожежної небезпеки в Україні. Технополіс, 2013, №1, с. 28.
2. НАПБ А.01.001-95. Правила пожежної безпеки в Україні
3. Закон України «Про пожежну безпеку»
4. НАПБ Б.03.002 – 2007 Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою
5. ГОСТ 12.1.004-91* Пожарная безопасность. Общие требования

Аннотация

К МЕТОДИКЕ АНАЛИЗА ПОЖАРНОЙ ОПАСНОСТИ

Коржик Б.М., Корсун В.А.

Рассматривается действующая методика анализа пожарной опасности промышленных и гражданских объектов и пути ее совершенствования.

Abstract

ANALYSIS METHOD TO FIRE HAZARD

B. Korzhik, V. Korsun

Operating methodology of analysis of fire hazard of industrial and civil objects and ways of her perfection is examined.

**ФОРМУВАННЯ КУЛЬТУРИ БЕЗПЕКИ У МАЙБУТНІХ БАКАЛАВРІВ
НАПРЯМУ «ОХОРОНА ПРАЦІ»**

Третьяков О.В., к.т.н., доцент,

Харківська національна академія міського господарства

Дашковська О.В., к.х.н., доцент

*Інститут інноваційних технологій і змісту освіти МОН молоді та спорту
України, м. Київ*

Обґрунтовано необхідність вивчення культури безпеки для формування загальної філософії при реалізації професійної діяльності фахівців з охорони праці.

Постановка проблеми. Перехід до концепції сталого розвитку суспільства неможливий без урахування та, за необхідністю, трансформації світогляду кожної людини в напрямку підвищення її відповідальності за майбутнє наступних поколінь. Сучасні стратегії України спрямовані на подальший розвиток національної системи освіти, її адаптацію до умов соціально орієнтованої економіки та інтеграцію в Європейське і світове освітнє співтовариство. Міністерство освіти і науки України докладається чимало зусиль для реалізації в Україні положень Болонського процесу, мета якого – створення єдиного Європейського простору вищої освіти.

Існуюча ж на сьогодні система освіти молоді має безліч істотних недоліків, серед яких особливо слід відзначити наступні:

– недостатність використання програмно – цільового походу в організації навчального процесу у закладах освіти;

– застосування застарілих методів і форм навчання, нездатних забезпечити відповідний рівень компетенцій, знань, умінь і навичок сучасних фахівців та гарантувати їм необхідну якість підготовки, особливо в питаннях безпечної життєдіяльності;

– відсутність дійової системи критеріїв і показників, за допомогою яких оцінюватимуть рівень сформованості особистої безпеки людини, як необхідної умови забезпечення якості підготовки фахівця в певній області господарчо-економічної, політичної, технічної та гуманітарної діяльності;

– опір на знання, а не на особисту діяльну компоненту.

Необхідність усунення вказаних недоліків потребує визначення однієї з головних проблем сучасного суспільства – накреслення підходів до трансформації системи виховання культури безпеки студентів особливо технічних ВНЗ, які задовольнятимуть існуючим психолого-педагогічним умовам і нормам. Такі підходи, передусім, повинні бути спрямовані на розвиток творчих здібностей особи, уміння знаходити вірне рішення в нестандартних ситуаціях, самостійно і творчо мислити, адаптуватися до умов, які швидко

змінюються. Як показує практика, на сучасному етапі розвитку цивілізації суспільству важливо підготувати не лише кваліфікованих фахівців в будь-якій області господарювання, але й навчити їх бачити, оцінювати, не провокувати, а запобігати небезпеки, які виникають в процесі життєдіяльності людства. Такий стан освіти може бути забезпечено тільки за умов підвищення рівня індивідуальної культури безпеки, в першу чергу, окремої особи і на такому тлі суспільства в цілому.

Аналіз останніх досліджень. У листі державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду до Кабінету Міністрів України від 10.02.2009 р. за № 01/01-13.2-5/03/747 зазначається: наша країна не вважатиметься інтегрованою в Європейське суспільство без докорінних змін у системі підготовки кваліфікованих кадрів, обізнаних у питаннях промислової безпеки та охорони праці.

Постановою Кабінету Міністрів України від 13.12.2006 р. № 1719 «Про перелік напрямів, за якими здійснюється підготовка фахівців у вищих навчальних закладах за освітньо-кваліфікаційним рівнем бакалавр» [1] вперше в нашій країні була передбачена підготовка бакалаврів за напрямом «Охорона праці». Наявність фахівців у галузі охорони праці, підготовлених відповідно до сучасних вимог освіти з урахуванням останніх досягнень світової науки стане ключовою ланкою у здійсненні робіт щодо запобігання аваріям і травматизму на виробництві та підвищенню загального рівня безпеки в країні.

Постановка завдання. Розкрити основні характеристики та особливості складових поняття “Культура безпеки життєдіяльності”, щоб за їхньої допомоги визначити найбільш ефективні методи впливу на сучасну молодь задля формування у неї стійкої мотивації щодо необхідності дотримання принципів культури безпеки, як головної умови подальшого життя особливо у фахівців з охорони праці.

Основний матеріал дослідження. Вступ до спеціальності – нормативна дисципліна циклу професійної та практичної підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр галузі знань 1702 «Цивільна безпека», напряму підготовки 6.170202 «Охорона праці» у відповідності з Галузевим стандартом вищої освіти України, затверджений і введений в дію Наказом Міністра освіти і науки України № 320 від 10.04.2009 р. [2].

Ця дисципліна вивчається з метою необхідного в їхній подальшій професійній діяльності рівня знань та умінь з правових і організаційних питань охорони праці, з питань гігієни праці, виробничої санітарії, техніки безпеки та пожежної безпеки, визначеного відповідними державними стандартами освіти, а також активної позиції щодо практичної реалізації принципу пріоритетності охорони життя та здоров'я працівників по відношенню до результатів виробничої діяльності.

До нормативної дисципліну “Вступ до спеціальності” у відповідності з ОПП включені наступні змістові модулі (таблиця).

Перегляд цілей, завдань, змісту освіти, який сьогодні відбувається в країні, дозволить нарешті перейти до особистісно-орієнтованої моделі підготовки фахівців. Від обмеженого кола спілкування, в неперушних межах

суспільних норм і традицій, що склалися століттями, людина перейде до системи складних, рухливих, швидко змінних громадських зв'язків і стосунків. Необхідність такого кроку обґрунтована сучасними загальними глибинними змінами в соціумі та суспільно-економічних умовах існування. Безперервний науковий і технологічний прогрес також потребує від сучасного фахівця необхідності бути готовим до періодичних змін у своїй професійній діяльності.

Таблиця 1 – Блоки змістових модулів, що складають навчальну дисципліну «Вступ до спеціальності»

| Шифр(и) блоків змістових модулів та змістових модулів, що входять до даного блоку | Назви блоків змістових модулів та змістові модулі, що входять до даного блоку |
|---|--|
| ПП. 03 | Основні етапи розвитку науки про захист людини від шкідливого та небезпечного впливу техногенного виробничого середовища |
| 2. 07. 01. 01 | Концепція формування цілісної системи знань з питань охорони праці. |
| 2. 07. 01. 02 | Суспільство та розвиток суспільних виробничих відносин |
| ПП. 04 | Стан охорони праці на сучасному етапі в Україні та інших країнах світу |
| 2. 07. 08. 01 | Стан охорони праці в Україні та інших країнах світу |
| 3. 01. 05. 02 | |
| 2. 07. 08. 02 | Основні принципи державної політики України з питань охорони праці |
| 3. 01. 05. 03 | |
| 2. 07. 08. 03 | Основні принципи організації охорони праці в умовах різних форм власності |
| 4. 05. 06. 02 | |
| 1. 14. 18. 02 | Законодавче регулювання питань охорони праці щодо створення безпечних і здорових умов праці |
| 4. 05. 06. 01 | |
| ПП. 05 | Концепція сталого розвитку людського суспільства |
| 1. 15. 03. 01 | Концепція формування цілісної державної системи гарантування прав кожної людини на надійну безпеку |
| 4. 04. 06. 03 | |
| 3. 31. 08. 01 | |
| ПП. 06 | Теоретичні основи єдиної системи безпеки в державі |
| 1. 14. 18. 01 | Соціальний захист потерпілих в умовах сучасного техногенного середовища |
| 4. 04. 06. 04 | |
| 3. 31. 08. 02 | |
| 3. 01. 05. 04 | Поняття про травматизм виробничого та побутового характеру |
| 3. 01. 05. 05 | Поняття про виробничі шкідливості та професійні захворювання |

В якості завдань формування культури безпеки студентів можна визначити наступні:

Забезпечення мотивації до безпечної поведінки.

У процесі виховання людини під впливом соціальних, педагогічних і інших факторів реалізуються її особистісні схильності. Формування оптимального типу мотивації до безпечної поведінки є фундаментом, на якому базується подальше підвищення надійності та безпеки взаємодії людини з техногенним середовищем.

2. Формування системи компетенцій, знань, умінь і навичок безпечної

поведінки та переконаності в їхній істинності. Тільки оволодіння основними цінностями культури безпеки та їхнє безумовне застосування може гарантувати безпечне існування людини в техносфері. Оскільки техногенне середовище концентрує більш значну кількість небезпек, рівень розвитку особистісних якостей, спрямованих на їхнє подолання, буде визначати ефективність діяльності людини в даній сфері.

3. Психологічна підготовка до безпечного поводження.

Найчастіше люди виявляються психологічно непідготовленими до дії в екстремальних ситуаціях. Але ж психологічна стійкість у небезпечних ситуаціях є вирішальним чинником їхнього виживання. Під час небезпеки на людей діють психотравмуючі обставини – комплекс надсильних подразнень, які порушують звичайну психічну діяльність. При цьому важливу роль відіграють всі категорії психічної діяльності. Наскільки адекватно відбувається відбиття дійсності у свідомості через відчуття і сприйняття, поновлення цього відбиття в пам'яті, узагальнення та переробка властивостей дійсності через уяву та мислення, настільки адекватно і ухвалене рішення. Усвідомлення ситуації і адекватність поведінки при несподіваній загрозі для життя різко знижуються і залежать від уроджених особливостей особистості, її установок, типу нервової системи і низці інших психобіологічних показників. Однак реально підготувати людину до адекватного поводження у випадку виникнення непередбачених ситуацій, пов'язаних з загрозою для життя, сформувати стресостійкість, психологічні якості, що дозволяють адекватно оцінювати обстановку, приймати швидкі та правильні рішення і не втрачати самовладання в небезпечних ситуаціях, володіти власними емоціями дуже не просто. Таке завдання можливо реалізувати лише через застосування відповідного набору методів, зміст яких визначається сучасною психологією в процесі підготовки людини до безпечного функціонування в техносфері.

4. Забезпечення фізичної підготовки до дій в екстремальних умовах.

Фізичними якостями прийнято називати вроджені (успадковані генетично) орфо функціональні якості, завдяки яким можлива фізична (матеріально виражена) активність індивідуума, що одержує свій повний прояв у його доцільній руховій діяльності. Відомо, що до основних фізичних якостей відносять м'язову силу, швидкість, витривалість, гнучкість і спритність. Для їхнього розвитку необхідно створювати певні умови діяльності, використовуючи відповідні фізичні вправи на швидкість, силу тощо. Однак ефект тренування цих здатностей залежить також від індивідуальної норми реакції на зовнішні навантаження. Суб'єкти формування безпечної поведінки повинні добре знати основні засоби та методи розвитку різних рухових якостей, а також способи організації занять. У цьому випадку можливо точніше підібрати оптимальне сполучення засобів, форм і методів удосконалювання стосовно до конкретних умов.

5. Розвиток творчої готовності до безпечної життєдіяльності.

6. Засвоєння досвіду самоконтролю в забезпеченні безпечної життєдіяльності.

Необхідність усунення існуючих недоліків підготовки фахівців з вищою

освітою потребує визначення однієї з головних проблем сучасного суспільства – накреслення підходів до трансформації системи виховання культури безпеки студентів особливо технічних ВНЗ, які задовольнятимуть існуючим психолого-педагогічним умовам і нормам. Такі підходи, передусім, повинні бути спрямовані на розвиток творчих здібностей особи, уміння знаходити вірне рішення в нестандартних ситуаціях, самостійно і творчо мислити, адаптуватися до умов, які швидко змінюються. Як показує практика, на сучасному етапі розвитку цивілізації суспільству важливо підготувати не лише кваліфікованих фахівців в будь – якій області господарювання, але й навчити їх бачити, оцінювати, не провокувати, а попереджувати небезпеки, які виникають в процесі життєдіяльності людства. Такий стан освіти може бути забезпечено тільки за умов підвищення рівня індивідуальної культури безпеки, в першу чергу, окремої особи і на такому тлі суспільства в цілому.

Знання та досвід досягнення особистої безпеки, проходячи через розум і психіку людей, сприяють формуванню їм необхідних для цього регуляторів поведінки, що є, головним чином, гарантом безпеки соціуму.

Тому основним завданням засвоєння дисципліни вступ до спеціальності при підготовці бакалаврів за напрямом «Охорона праці» повинно бути не тільки і не стільки загальне їх інформування про жахливий стан охорони праці на підприємствах нашої країни, а формування нової професійної культури – культури безпеки, як фундаменту для засвоєння усіх дисциплін блоку професійної підготовки. Саме оволодіння культурою безпеки, її принципами, закликає забезпечити формування нового, сучасного світогляду на ставлення до постійної турботи щодо збереження життя і здоров'я людей у процесі праці та побуті.

Такий підхід значно ефективніший ніж традиційне викладання в цій дисципліні історії становлення охорони праці як науки та констатація з наведенням конкретних цифр жахливого становища з безпеки праці на виробництвах різних галузей господарства країни та їх порівняння з аналогічними показниками провідних країн світу.

Висновок. Вивчення культури безпеки, як вступу до спеціальності бакалаврів напряму підготовки «Охорона праці», забезпечить формування загальної філософії при реалізації професійної діяльності фахівців з охорони праці, які, в першу чергу, повинні забезпечити превентивний аналіз небезпек на виробництві, постійну профілактику виробничого травматизму та професійних захворювань, із забезпеченням неухильного удосконалення системи управління охороною праці на підприємствах.

Список використаних джерел

1. Постанова Кабінету Міністрів України від 13.12.2006 р. № 1719 «Про перелік напрямів, за якими здійснюється підготовка фахівців у вищих навчальних закладах за освітньо-кваліфікаційним рівнем бакалавр».
2. Галузевий стандарт вищої освіти України, затверджений Наказом МОН України № 320 від 10.04.2009 р.

Аннотация

ФОРМИРОВАНИЕ КУЛЬТУРЫ БЕЗОПАСНОСТИ У БУДУЮЩИХ БАКАЛАВРОВ НАПРАВЛЕНИЯ «ОХРАНА ТРУДА»

Третьяков О.В., Дашковська О.В.

Обоснована необхідність изучения культури безпеки для формування загальної філософії при реалізації професійної діяльності спеціалістів по охороні праці.

Abstract

CULTURE OF SAFETY IN FUTURE BACHELOR "HEALTH"

O. Tretyakov O. Dashkovska

The necessity of studying the safety culture for the formation of a common philosophy of professional activities OSH specialists.

УДК (630:614.842):504.3

ПРО ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ ПОЖЕЖНОЇ БЕЗПЕКИ ЛІСОВИХ НАСАДЖЕНЬ СЛОБОЖАНЩИНИ

Д'яконов В. І., к.т.н. доц., Д'яконов О.В., інж., Богомоллова В.П., ст. викл.,
Карпено К. Г., студент, Корж В.Д., студент

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Іванюкевич М.І., пошукач, Фесенко Г.В., к.т.н., доц.

Харківська національна академія міського господарства

Розглядається питання застосування сучасних екологічних методів підвищення пожежної безпеки лісових насаджень Слобожанщини.

Вступ. В умовах глобального потепління Україні загрожує процес опустелювання. Як відомо, на території Калмикії виникла перше в Європі рукотворна барханна пустеля площею 50 тис. км зі щорічним приростом 5 тис. км. У Херсонській області виникла друга барханна пустеля на площі вигорілого лісу.

Аналіз основних публікацій, досліджень. Як джерело енергії для фотосинтезу, сонячне світло є важливою умовою розвитку лісових насаджень, проте з глобальним потеплінням значна частина сонячного світла йде на нагрівання підстилки на землі, поверхні дерева, а від – них повітря. Це ідеальні умови для пожежі. [1,2,3]

Внаслідок проникнення сонячної радіації не лише крізь намет, а із боків між стовбурами дерев, температура повітря на узліссі буде вищою, ніж у решті лісу та може навіть перевищувати температуру на відкритому-просторі.

Найбільша різниця температур повітря на узліссі та в глибині лісу спостерігається у сонячний день з південного боку лісу. Це призводить до нагрівання та прискорення висушування підстилки. Разом з тим, на несправжньому узліссі внаслідок підвищеної інсоляції формується трав'яний покрив, густина якого вища, ніж у середині лісу. Трава у вегетаційний період має високий вміст вологи, обмежує радіаційні потоки на підстилку, знижує її температуру та швидкість висушування. Це зменшує пожежну небезпеку узлісся, однак восени та на весні трава у сухому стані має невелику просторову щільність, легко займається та є добрим провідником вогню. [4,5]

Найчастіше пожежонебезпечні умови складаються в степовій, поліській та лісостеповій зонах, горах Криму. Найбільш поширені є лісові та торф'яні пожежі, бо ліси і торфовища займають понад 10 млн. га територій України. 31% лісів розташовано в північному регіоні, 17% - у східному, 10% - в південному, 8% - в західному регіоні. [6,7,8,9,10]

Статистика свідчить, що більшість лісових пожеж виникає в наслідок діяльності людини (99%) і тому необхідно проводити профілактичну діяльність серед населення та робітників лісу, спрямовану на забезпечення дотримання правил пожежної безпеки в лісах.

Мета досліджень – застосування сучасних екологічних методів підвищення пожежної безпеки.

Результатом досліджень. Однак головне в цьому питанні – створити місця для відпочинку людей поза лісом. Особливо на схилах балок.

На вершині їх частин, де слабо і середньо змиті ґрунти висаджують біогрупи, куртини і поодинокі дерева та чагарники: шипшину, іргу круглолисту, аличу, глід та інші, а з дерев: дуб звичайний, клен польовий, ясен зелений, горіх ведмежий, акація біла, сосну звичайну або кримську.

На нижній частині схилів можна садити біогрупами, куртинами та поодинокими кущами такі чагарники як: калина звичайна, ірга кругло листа, ліщина, шипшина, бузок, айва японська, алича та інші, а з дерев: дуб звичайний, липа дрібнолиста, клен гостролистий і польовий, груша лісова горобина звичайна, черемуха звичайна і пізня, а у понижених можна висадити вербу білу, ялину звичайну, модрина сибірську і березу бородавчату.

Як показують підсумки спостережень на Слобожанщині за дослідними насадженнями протягом 25-ти років, загальна їх площа посадок на південних схилах повинна складати не більше 5–7%, а східних 8–10%. Решта площі схилів цих експозицій має бути занята трав'янистою рослинністю з обладнаними місцями для відпочинку.

При створенні насаджень на крутих ділянках схилів, слід залишати проталини, по яких можна у зимовий період прокладати лижню для швидкісного спуску. Такий спосіб зрідженого розміщення насаджень на схилах балок також сприяє рівномірному розподілу відпочиваючих на природі весною, влітку і восени. Таки заходи зменшують навантаження на ліси на 30 – 35%.

Як свідчить світова практика, гасіння лісових пожеж є процесом тривалим та потребує значних матеріальних та людських ресурсів. Існуючі методи гасіння є недостатньо ефективними.

Висновки

На наш погляд необхідно проводити слідуєчі основні види робіт:

- здійснення профілактичного комплексу заходів;
- вибір засобів раннього виявлення загорання;
- прогнозування розвитку пожежі;
- розрахунок сил і засобів, необхідних для гасіння пожеж.

Список використаних джерел

1. Кучерявий В.П. Фітомеліорація / В.П. Кучерявий. – Львів : Вид-во «Світ», 2003 - 540с.
2. Бондаренко В.Д. Узлісся: Екологія, функції та формування / В.Д. Бондаренко, О.І. Фурдичко. – Львів: Вид-во «Астерикс», 1993-64с.
3. Мелихов И.С. Природа леса и лесные пожары / И.С. Мелехов.- Архангельск : Изд-во ОГИЗ, 1947.-58с.
4. Мелихов И.С. Краткое техническое руководство по созданию лесных культур на концентрированных вырубках / И.С. Мелехов, С.Н. Анурьев, А.В. Патранин, А.С. Синников, В.Г. Чертовской. – М.-Л.: Гослесбумиздат, 1961.-35с.
5. Свириденко В.Е. Лісова пірологія : підручник / за ред. В.Є. Свириденка / В.Є. Свириденко, О.Г. Бабіч, А.Й. Швиденко.-К.: Агролпромвидав України, 1999.-172 с.
6. Про затвердження Правил пожежної безпеки в лісах України / Держком. Лісового господарства України: 27.12.2004 р., № 278.- офіц. Видання.- К.: Офіційний вісник України, 2005.-№ 13. – С. 321.- (Нормативний документ Державного комітету лісового господарства України. Наказ).
7. Tomimatsu H. Edge effects on recruitment of Trillium camschatcense in small forest fragments / Hirochi Tomimatsu? Masashi Ohara // Biological Conservation. – 2004. – Vol. 117. – Pp. 509-519.
8. Saunders S.C. Modeling temperature gradients across edges over time in a managed landscape / Sari C. Saunders, Jiquan Chena, Thomas D. Drummerb, Thomas R. Crow // Forest Ecology and management. – 1999. - Vol. 117.- Pp. 17-31.
9. Davies-Colley R.J. Microclimate gradients across a forest edge / R.J. Davies-Colley, G.W. Payne, M. van Elswijk // New Zealand Journal of Ecology. – 2000. – Vol. 24, № 2. – Pp. 111-121.
10. Дудин Р.Б. Снігонагромадження в зоні екотопу паркових узлісь / Р.Б. Дуди, М.М. Фітак // Науковий вісник НЛТУ України : зб. Наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2010. – Вип. 20.6. – С. 98-101.

Аннотація

О ПОВЫШЕНИИ ПОЖАРНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЛЕСНЫХ НАСАЖДЕНИЙ СЛОБОЖАНЩИНЫ

Дяконов В.И, Дяконов О.В, Богомолова В.П, Карпенко К.Г.
Иванюкевич М.И, Фесенко Г.В.

Рассматривается вопрос использования современных экологических методов повышения пожарной безопасности лесных насаждений Слобожанщины.

Abstract

FIRE SAFETY FOR IMPROVING FOREST STANDS SLOBOZHANSCHINA

V. Dyakonov, O. Dyakonov, V. Bogomolova, K. Karpenko
M. Ivanyukevich, G. Fesenko.

The question of the use of modern methods to improve environmental fire forest stands Slobozhanshchina.

УДК 504.38(477.54\62)

СТРАТЕГІЯ ФОРМУВАННЯ ЕКОЛОГІЧНОГО КАРКАСУ МІСЬКИХ ТЕРИТОРІЙ СЛОБОЖАНЩИНИ

Д'яконов В.І., к.т.н., доц., Богомолова В.П., ст.викл., Д'яконов О.В., інж.,
Кучеренко Е.Ю., студент, Мамин М.С., студент.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Іванюкович М.І., пошукач., Фесенко Г.В., к.т.н., доц.

Харківська національна академія міського господарства

Проаналізовано та обґрунтовано застосування сучасних методів екологічного каркасу міських територій Слобожанщини. Акцентовано увагу на перспективності створення лісових насаджень на еродованих площах.

Вступ. Сьогодні доцільно розробити довготермінові, стратегічно зорієнтовані програми, що закладають основи майбутнього екологічного відродження Регіону. У основі організації простору лежить система ліній і зон особливої екологічної відповідальності, що носить назву «Природний каркас території» [1].

Аналіз основних публікацій, досліджень. У більшості наукових публікацій під екологічним каркасом розуміється система екологічно взаємозв'язаних природних територій, що характеризується двома ознаками:

- здатність підтримувати екологічну рівновагу в регіоні ;
- захищеність природоохоронними заходами, що відповідає навантаженням на природу.[2,3]

Як і кожна система, екологічний каркас має досить складну структуру:

1. Ключові території – ділянки, що мають самостійну природоохоронну цінність. Для їх збереження створюють природні території (ООПТ), що особливо охороняються – заповідники, національні і природні парки і тому подібне.

2. Транзитні території – ділянки, завдяки яким здійснюються екологічні зв'язки між ключовими територіями. Вони можуть бути такими, що не перешкоджають екологічним зв'язкам, великі ділянки ландшафту між ключовими територіями («єднаний ландшафт»). Це можуть бути лінійні

елементи ландшафту (долини річок і тому подібне), що називаються «екологічними коридорами». Іноді, екологічні зв'язки між ключовими територіями забезпечують «фрагментовані транзитні території», тобто група топографічно розділених ділянок.

3. Буферні території захищають ключові і транзитні території від несприятливих зовнішніх дій. Їм, зазвичай, надають статус охоронних зон.

Мета дослідження – застосування сучасних методів екологічного каркасу міських територій. Таким чином, модель еколого-містобудівної безпеки міста виконується у вигляді схеми зонування території з індексними позначеннями екологічно неблагодіючих зон і звідної аналітичної таблиці, де для кожної із зон приведений список містобудівних заходів, необхідних до здійснення. Цей аналітичний матеріал може бути використаний для розробки детального проекту еколого-містобудівної реконструкції зони екологічного лиха на території міста.

Результати досліджень. Після обстеження Харківщини, з'ясувалося, що лісистість її території становить лише 12,1% , а науково обґрунтована – 30% (для ЄС), тому додатково необхідно створити ще 400 тис. га нових насаджень. Оскільки територія області розташована в зонах лісостепу і степу, то лісистість степових районів дуже низька. Так, у Лозівському, Барвенківському, Ізюмському, Близнюківському, Борівському, Сахновщанському, Зачипилівському та Кигичівському районах вона досягає всього 0,5 – 3,0%. Слід відмітити, що об'єми лісопосадок та терені області зростають із року в рік.

Розглядаючи питання про лісистість Харківщини, необхідно пов'язувати його з екологічним та здоровим станом людей.

В теперішніх умовах, здоров'я людини залежить в основному від якості води на 80% та чистих екологічно збалансованих продуктів харчування. Із вуглеводів до цих продуктів відноситься мед, утворений із нектару зібраного із природних фітоценозів лісо покритих площ, сінокосів, пасовиськ і заплав річок та водоймищ.

Створення лісових насаджень на еродованих площах Слобожанщини буде сприяти зменшенню забруднення води відкритих водоймищ, збільшенню заготівлі якісної медо- і фітолікарської продукції.

Несприятливі екологічні проблеми в більшості районів нашої області зменшують кормову базу для бджіл. Вирішувати цю проблему відведенням орних площ під посіви медоносних рослин економічно не вигідно. А приклади поліпшення медофлори в різних країнах є. Так, в Угорщині, акацію білу висаджували малими ділянками по всій території країни, що зробило її експортером якісного меду зі світовим ім'ям. Відомо, що з одного дерева білої акації можна зібрати 6-8 кг нектару, за продуктивністю нектаровиділення - 7-8 її дерев дорівнюють одному гектару гречки.

Щоб збагатити джерела нектару при створенні нових лісів потрібно більше уваги приділити введенню в насадження таких видів дерев як: липа дрібнолиста, клен польовий і гостролистий і акація біла, а понад річками доцільно вирощувати вербу білу. Відомо, що в умовах Харківщини з одного дерева липи можна мати до 10 кг нектару, з клену гостролистого – до 8 кг., з верби – до 7 кг.

Крім того, в таких посушливих районах як Шевченківський,

Великобурлуцький, Борівський, Куп'янський, Двурічанський, необхідно збільшити полезахисну лісистість до 3% за рахунок створення прибалкових і прияружних лісосмуг з акації білої і чагарників таких як: шипшина, глід, жовта акація, бирючина та інші.

При створенні полезахисних лісосмуг в якості супутніх порід по дубу черешчаного слід добавляти такі медоносні породи як: клен гостролистий, липа дрібнолиста, клен польовий, груша, яблуня, горобина та інші.

Розглядаючи питання поліпшення медофлори в лісах Харківської області, слід звернути увагу на еродовані землі, які в майбутньому повинні бути заліснені та засіяні багаторічними травами. Так, середня і сильна ступінь еродованості пасовищ і сінокосів становить для Куп'янського району 42,2% від с.-г. угідь, Двурічанського – 45%, Борівського – 43%, для Ізюмського – 62%, а в цілому по області – 50%. Тому на схилітих землях балок доцільно фрагментарно (куртинами, біогрупами) створювати насадження із акації білої і чагарникових медоносів – бирючини, шипшини, глоду, абрикоси, аличі, ірги, войлочної вишні та інших порід. Крім того, в куртинах дерев буде розвиватися квітуче різнотрав'я, яке значно покращить фітонцидну частину меду, прополісу та перги. До того ж, більша кількість видів трав є хорошою фітосировиною для лікування людей і тварин, та отримання екологічно чистої тваринницької продукції.

До складу меду входять 23 амінокислоти, багато калію, фосфору, кальцію. В ньому виявлено понад 40 мікроелементів (в тому числі калій, фосфор, кальцій, хлор, сірку, магній, мідь, марганець, йод, цинк, алюміній, кобальт, нікель, вітаміни, ферменти, органічні кислоти, мінеральні, гормональні, антибактеріальні, та інші речовини). Мед містить значну кількість вітаміну В₂ (0,5мг %), С (2 мг%), а також вітаміни В₁, В₂, В₃, В₅, В₆, Н, К, Е пантотенову та фолієву кислоти, близько 200 ароматичних речовин, спирт, альдегіди, кетони, ефірні масла тощо. Характеризується бактерицидними властивостями.

Введення бджолиного меду до раціону протягом тривалого часу сприяє відновленню порушеного вуглеводного обміну, зниження споживання білків і жирів, допомагає в боротьбі із захворюваннями, зміцнює імунітет.

Проведені нами досліді показують, що оператори мобільної сільськогосподарської техніки, які на протязі року вживали бджолиний мед, більш якісно виходили із тяжких виробничих екстремальних ситуацій і не мали перевтомлення, нервових виснажень, зривів діяльності.

Увесь цей комплекс заходів дає можливість значно поліпшити екологічний стан довкілля Слобожанщини та забезпечити сталий розвиток бджільництва, стабільну заготівлю екологічно чистої продукції і раціональне харчування мешканців нашого краю, що й буде сприяти покращенню генофонду людей.

Серед основних груп заходів можна виділити наступні:

- економічні – зміна структури забудови, перенесення зони соціального житла ближче до центру і будівництва індивідуального житла підвищеної комфортності на територіях, прилеглих до Зеленого пояса;
- екологічні – рекультивація територій, порушених внаслідок хаотичного господарювання у безпосередній близькості від Зеленого пояса;

- соціальні – формування розвиненої мережі рекреації безпосередньо на території пояса, зміна регламентів території (дозвіл будівництва рекреаційно-оздоровчих установ);

- інженерно-комунікаційні – будівництво нових зв'язків між центром і околицями міста.

Висновки. Вище викладений матеріал дозволив сформулювати принципи формування екологічно безпечного середовища великого міста у вигляді наступних груп:

- функціонально-структурні (впорядкування і оптимізація планувального каркаса – підвищення зв'язності і доступності елементів, модернізація систем інженерної інфраструктури території, рефункціалізація виробництв, розробка і впровадження загальноміських систем екологічного моніторингу у рамках антропогенної підсистеми;

- природоохоронні (рекультивация порушених територій, формування специфічної міської природи, охорона тваринного і рослинного світу приміських лісів, створення і розвиток зеленого каркаса міста, проектування і будівництво з урахуванням небезпечних природних процесів і явищ) – у рамках природної підсистеми;

- економіко-соціальні (підвищення якості забудови і благоустрою житлових і громадських територій, будівництво соціального житла, реконструкція потенційно-криміногенних територій, облік еколого-економічної ефективності усіх запропонованих заходів) – у рамках соціально-екологічної підсистеми.

Список використаних джерел

1. Гродзинський М.Д. Пізнання ландшафту: місце і простір : монографія / М.Д. Гродзинський. – У 4-х т. –К.: Вид.-поліграф. центр «Київський Університет», 2005. – 246с.
2. Гродзинський М.Д. Основи ландшафтної екології: підручник/ Гродзинський М.Д. – К.: Вид-во «Либідь», 1993. -224с.
3. Bell S. Landscape pattern, perception and visualization in the visual management of forests / S.Bell //Landscape and Urban planning , 2001. – Vol. 54. – P.201-211.

Анотація

СТРАТЕГИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО КАРКАСУ ГОРОДСКИХ ТЕРРИТОРИЙ СЛОБОЖАНЩИНЫ

Дьяконов В.И., Богомолова В.П., Дьяконов А.В., Карпенко К.Г,
Иванюкевич М.И., Фесенко Г.В.

Проанализировано и обосновано применение современных методов экологического каркасу городских территорий Слобожанщины. Акцентировано внимание на перспективности создания лесных насаждений на эродированных площадях.

Abstract

IN RELATION TO STRATEGY OF FORMING ECOLOGICAL FRAMEWORK OF CITY TERRITORIES OF SLOBOZHANSCHINA

V. D'yakonov, V. Bogomolova, O. D'yakonov, K. Karpenko,
M. Ivanyukovich, G. Fesenko

Analysed and grounded application of modern methods ecological framework of city territories of Slobozhanschiny. Attention is accented on perspective of creation of the forest planting on the wind-eroded areas.

УДК: 57.081:59.082:615.83:577.15

ПРИМЕНЕНИЕ НИЗКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ИЗЛУЧЕНИЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ ХИМИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА В АПК

Дьяконов В.И., к.т.н., доцент, Черепнев И.А., к.т.н., доцент.,
Кириенко Н.М., доц., к.т.н.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Артюшенко А.В.

Факультет военной подготовки НТУ «ХПИ».

В статье рассмотрена экологическая обстановка на территории Украины с точки зрения химического фактора. Проанализированы механизм разрушающего действия ксенобиотиков на организм человека и возможность использования низкоэнергетических сверхвысокочастотных электромагнитных излучений для восстановления клеточного гомеостаза.

Постановка проблемы.

В настоящее время на Украине, как и в мире в целом особое значение приобретает проблема химической безопасности. Наблюдается устойчивая тенденция к росту ассортимента химических веществ, которые используются в промышленности, сельском хозяйстве, на транспорте, строительстве и быту, их способность к трансформации во внешней среде, накоплению в живых организмах.

Анализ последних исследований и публикаций.

Территория Украины перегружена хранилищами отходов, складами ядохимикатов и других токсических веществ, которые в совокупности с выбросами неочищенных технических вод предприятиями химической и перерабатывающей промышленности резко усиливает экологическую нагрузку на все компоненты биосферы. На рисунке 1 приведена карта автономной республики Крым, на которой нанесены места расположения полигонов твердых бытовых отходов и складов ядохимикатов [2].

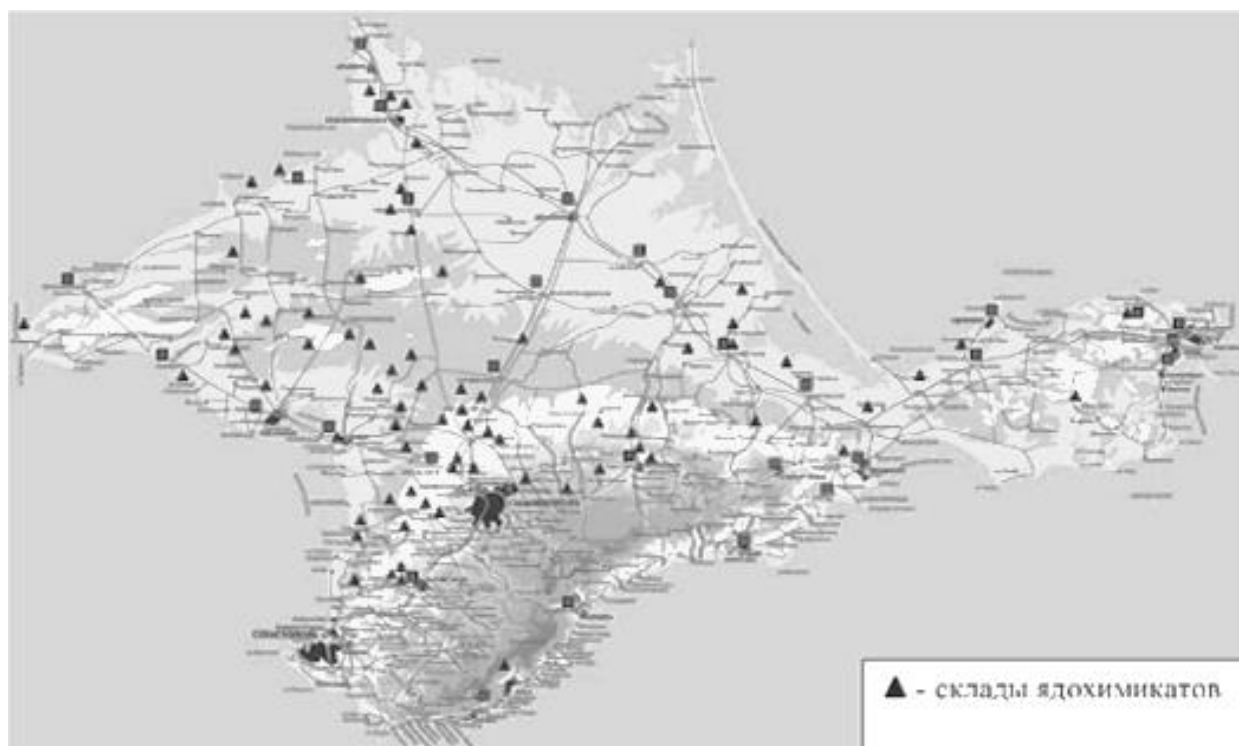


Рис. 1 – Места расположения полигонов твердых бытовых отходов и складов ядохимикатов на территории АР Крым

В настоящее время на территории Украины функционирует около 1500 объектов промышленности, на которых хранится или используются в производственной деятельности более 300 тысяч тонн опасных химических веществ в т.ч. более 9000 тонн хлора, 200 000 тонн аммиака и около 100 000 других опасных веществ. Как следствие, возрастает содержание опасных веществ в технологических аппаратах, что сопровождается возникновением опасностей катастрофических пожаров, взрывов, токсических выбросов и других разрушительных явлений [3].

В таблице и на рисунке 2 соответственно, приведены данные по статистике ЧС, вызванных авариями с выбросом опасных химических веществ и динамика гибели людей от ЧС химического характера [4].

Таблица 2 – Статистика ЧС, вызванных авариями с выбросом ОХВ за 2003-2007 гг.

| Год | Численность населения в ЗВХЗ, млн. чел. | Количество во НС | Количество пострадавших, чел. | Количество погибших, чел. | Материальный ущерб млн. грн. |
|------------------|---|------------------|-------------------------------|---------------------------|------------------------------|
| 2003 | 17 | 7 | – | 0 | 1,00 |
| 2004 | 16 | 8 | 3 | 4 | 0,882 |
| 2005 | 14 | 14 | 4 | 28 | 70,2 |
| 2006 | 12 | 10 | – | 20 | 0,648 |
| 2007 | 11,6 | 13 | 300 | 28 | 1,5 |
| Среднее значение | 14,12 | 10,4 | 61,4 | 16 | 14,846 |

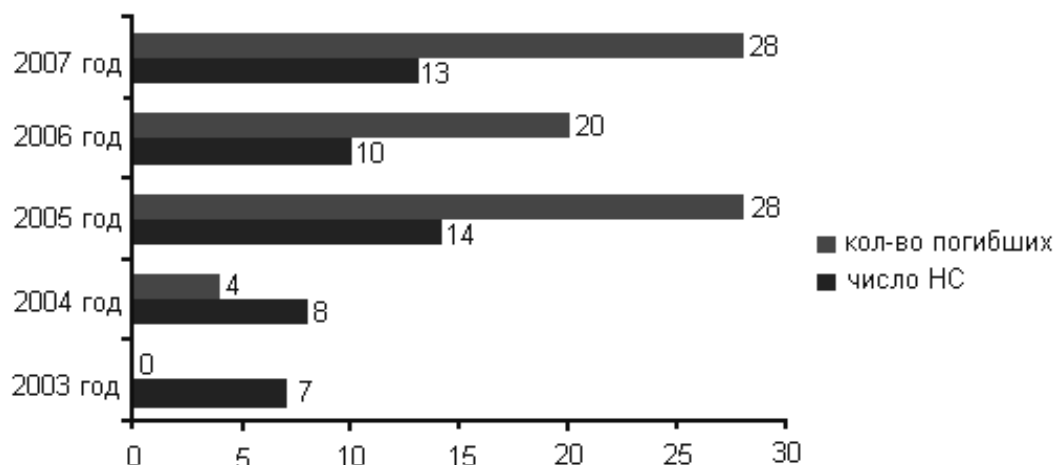


Рис. 2 – Динамика гибели людей от ЧС химического характера

В современном сельском хозяйстве и в АПК Украины сложилась ситуация, когда требуется постоянное увеличение объемов производства продуктов питания. В ряде работ [5,6] было проанализировано состояние продовольственной безопасности Украины в результате, которого показано несоответствие ее целому ряду показателей.

Интенсификация ведения сельского хозяйства приобретает различные формы:

- увеличение механизации труда;
- увеличение употребления удобрений и пестицидов;
- применение современных методов ирригации;
- выведение новых пород растений и животных и др.

Рассмотрим аспект пестицидов используемых для увеличения производства продукции растениеводства.

В сложившейся практике ведения сельского хозяйства урожайность основных сельскохозяйственных культур напрямую связана с увеличением объемов применения пестицидов, соответствующие данные приведены в таблице 3 [7].

Таблица 3 – Урожайность основных сельскохозяйственных культур и расход пестицидов

| Регион | Урожайность, ц/га | Расход пестицидов, кг д.в./га пашни |
|-------------------|-------------------|-------------------------------------|
| Япония | 58,4 | 10,70 |
| США | 26,0 | 1,49 |
| Европа | 34,3 | 1,87 |
| Латинская Америка | 19,7 | 0,22 |
| Океания | 15,7 | 0,20 |
| Африка | 12,1 | 0,13 |
| Россия | 15,9 | 0,15 |
| Казахстан | 10,6 | 0,10 |

Такое массовое применение пестицидов неизбежно приводит к повышению их концентрации в плодовоовощной продукции и с продуктами питания попадают, в организм человека и сельскохозяйственных животных.

В косточковых культурах наиболее частыми загрязнителями являются карбендазим, хлорпирифос, пиримикарб и тебуконазол и чаще всего они детектировались с завышенными концентрациями в персиках, абрикосах, сливе и нектаринах.

Основными загрязнителями винограда являются азоксистробин, металаксил и ипродион. Из овощей наиболее часто встречаются остатки пестицидов в томатах, огурцах, моркови, а также в пекинской и китайской капусте [8].

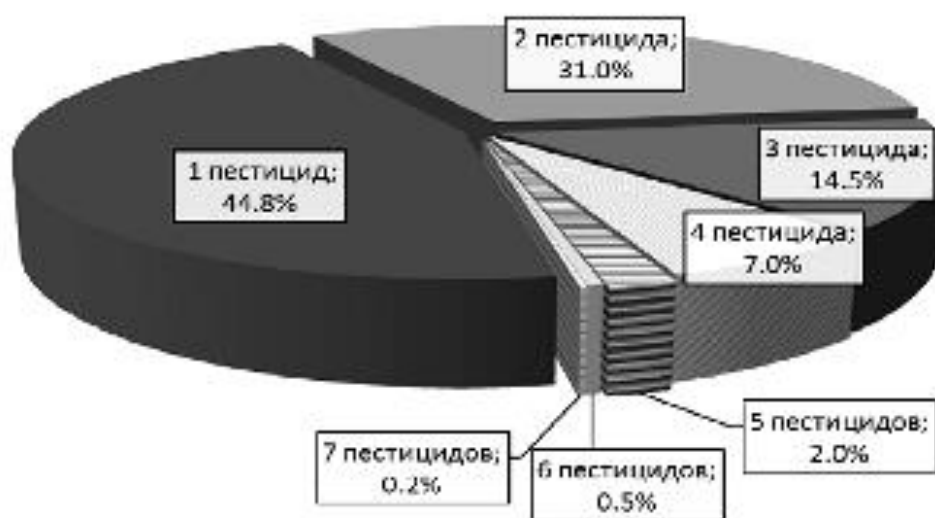


Рис. 3 – Количество образцов плодовоовощной продукции (в %), в которых обнаружены остатки одного и более пестицидов

Появление пестицидов в биосфере планеты представляет существенную опасность для живых организмов. В результате применения ядохимикатов в мире ежегодно отмечается 500 тыс. случаев острых отравлений. Еще больший вред здоровью людей они причиняют без внешне заметных проявлений. При острой и хронической токсичности ядохимикаты по отношению к живым организмам обладают тератогенными, эмбриотоксическими, мутагенными и нейротоксическими свойствами. Даже под воздействием современных быстрорастворимых фосфорорганических препаратов, признанных перспективными с точки зрения специалистов по защите растений, у людей развиваются депрессия, раздражительность, нарушаются память и способность к абстрактному мышлению, 90% пестицидов обладают канцерогенным действием.

Рассмотрим механизм действия пестицидов на биологические объекты.

Применение пестицидов влечет за собой отрицательные последствия для отдельных видов и биоценозов в целом. С экологической точки зрения, различают несколько форм воздействия пестицидов. Первая категория форм

воздействия называется демэкологической и выражается совокупностью нарушающих воздействий на уровне популяций отдельных видов, чувствительных к какому-либо фитосанитарному веществу. Последствия подобных воздействий проявляются быстро и обусловлены повышенной токсичностью таких веществ для видов растений и животных. Это вымирание определенной части особей, входящих в состав зараженной популяции, прямо пропорциональное дозе примененного вещества. Пестицид является экологическим фактором, который не зависит от плотности популяции, т. е. какой бы ни была численность популяции, занимающей определенную территорию, данная концентрация пестицидов вызовет одинаковый процент смертности в популяции. Другие демэкологические эффекты характеризуются замедленным действием. Например, есть пестициды, как уже было отмечено выше, обладающие свойством накапливаться в пищевой цепи до тех пор, пока животное – пищевой объект хищника – не достигнет критического порога, с которого начинается хроническая интоксикация (рисунок 4) [9],

По свидетельству председателя Госкомитета по народному образованию СССР Е. Ягодина, лишь в СССР из-за «неправильного применения пестицидов» ежегодно умирало 14 000 человек, а 700 000 человек по этой же причине заболело. Пресс-секретарь правления ПАН представил оценки для ФРГ, сделанные на основе регистрации заболеваемости в одной из крупнейших больничных касс ФРГ, АОК, в соответствии с которыми ежегодно насчитывается до 20 000 не смертельных случаев интоксикации пестицидами. При этом не учтены возможные отдаленные последствия, связанные с интоксикациями, которые лечились под видом других болезней. Официальная статистика в ФРГ зафиксировала за последний год (в среднем) 460 случаев гибели людей в результате отравления пестицидами. За редким исключением это были самоубийства [10].

Можно выделить следующие общие черты токсикантов:

1. Химическое загрязнение крайне разнообразно и включает в себя многие классы химических соединений.

2. Уровень поллютантов увеличен в регионах повышенной концентрации населения.

3. Биологическое действие нескольких поллютантов может быть неаддитивным и давать синергический эффект.

4. С биохимической точки зрения воздействию токсикантов могут подвергаться различные структурно - функциональные системы клетки – генетический аппарат, биомембраны, белки.

5. Биотрансформация поллютантов может приводить к появлению более персистентных и более токсичных соединений, чем исходные вещества .

6. Многие загрязняющие вещества (гидрофобные соединения, тяжелые металлы, радионуклиды) способны аккумулироваться в организмах в более высоких концентрациях, чем в окружающей среде.

7. Экологическую опасность представляют даже низкие, сублетальные концентрации поллютантов, которые могут снижать воспроизводство и приводить к вымиранию популяции [11].

Даже под воздействием современных быстроразлагающихся

фосфорорганических препаратов, признанных перспективными с точки зрения специалистов по защите растений, у людей развиваются депрессия, раздражительность, нарушаются память и способность к абстрактному мышлению, 90% пестицидов обладают канцерогенным действием

По данным американских специалистов, у фермеров, использующих 2,4-Д более 20 дней в году, вероятность возникновения опухолей увеличивается в 6 раз. Контакт с пестицидами во время их применения ведет к возникновению профессиональных дерматозов у сельскохозяйственных рабочих.

| Воздействия | Пестицид Другие виды и связи Пострадавшие виды |
|---|--|
| Демоекологические | |
| Высокая токсичность | |
| 1) непосредственные токсические воздействия Хроническая интоксикация | |
| 2) вторичное отравление (трофические цепи) | |
| 3) снижение биотического потенциала | |
| Биоценологические | |
| 4) исчезновение видов служащих пищей | |
| 5) исчезновение видов – хозяев | |
| 6) исчезновение конкурирующих видов | |
| 7) исчезновение хищников | |
| | Пищевые взаимоотношения (стрелка направлена к потребителю) |
| | Взаимоотношение среды обитания |
| X | Экологические связи, прерванные пестицидом |
| | Безвредные последствия применения пестицида |
| | Применение пестицида |
| | Накопление пестицида |
| С Конкурирующий вид | F Вид служащий пищей |
| H Вид хозяин | P Хищник |

Рис. 4 – Основные последствия экологического воздействия пестицидов (по Мооре, 1967)

Исследования, проведенные в Российской Федерации, свидетельствуют о нарушениях иммунных свойств организма у людей, имеющих отношение к пестицидам. Уровень дисфункции иммунитета находится в прямой зависимости от стажа работы. Предполагается, что наблюдаемое увеличение количества случаев неблагоприятных родов и рождение детей с

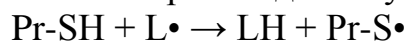
наследственными дефектами является следствием появления в окружающей среде различного рода ядохимикатов [12].

Механизм токсического действия многих химических веществ, в том числе и пестицидов, в большей или меньшей степени изучен на основании чего базируется современная регламентация их в объектах окружающей среды, разрабатываются профилактические мероприятия, направленные на предупреждение негативного влияния их на организм человека. Однако, влияние химических веществ, в частности пестицидов, на иммунную систему, как одну из защитных систем организма, недостаточно изучено. Учитывая важную роль иммунной системы в поддержании генетического постоянства организма и риск возникновения патологических состояний инфекционной и неинфекционной природы при нарушении функционирования иммунной системы, одной из важнейших проблем современной профилактической токсикологии является изучение воздействия ксенобиотиков на иммунную систему организма и разработка подходов к их гигиенической регламентации в объектах окружающей среды с позиций иммунотоксикологии. Многие пестициды угнетают неспецифическую реактивность и функциональную активность иммунокомпетентных клеток [13].

Целью данной публикации является исследование механизма разрушения ксенобиотиками мембраны клетки организма человека и возможности использования электромагнитной терапии для нейтрализации этого воздействия.

Увеличенное образование свободных радикалов в организме (которое иногда называют «оксидативным стрессом») и связанное с этим усиление процессов перекисидации липидов (ПОЛ) сопровождается рядом нарушений в свойствах биологических мембран и функционировании клеток. Наиболее изучены три прямых следствия перекисного окисления липидов:

1. Перекисное окисление липидов сопровождается окислением тиоловых (сульфгидрильных) групп мембранных белков (Pr). Это может приводить в результате неферментативной реакции SH-групп со свободными радикалами липидов; при этом образуются сульфгидрильные радикалы, которые затем взаимодействуют с образованием дисульфидов либо окисляются кислородом с образованием производных сульфоновой кислоты:



Окисление тиоловых групп мембранных белков приводит к появлению дефектов в липидном слое мембран клеток и митохондрий. Под действием разности электрических потенциалов на мембранах через такие поры в клетки входят ионы натрия, а в митохондрии - ионы калия. В результате происходит увеличение осмотического давления внутри клеток и митохондрий и их набухание. Это приводит к еще большему повреждению мембран.

2. Продукты перекисидации обладают способностью непосредственно увеличивать ионную проницаемость липидного бислоя. Так показано, что продукты перекисного окисления липидов делают липидную фазу мембран проницаемой для ионов водорода и кальция. Это приводит к тому, что в

митохондриях окисление и фосфорилирование разобщаются, а клетка оказывается в условиях энергетического голода (т. е. недостатка АТФ). Одновременно в цитоплазму выходят ионы кальция, которые повреждают клеточные структуры.

3. Уменьшение стабильности липидного слоя, что может привести к электрическому пробое мембраны собственным мембранным потенциалом, т.е. под действием разности электрических потенциалов, существующей на мембранах живой клетки. Электрический пробой приводит к полной потере мембраной ее барьерных функций [15].

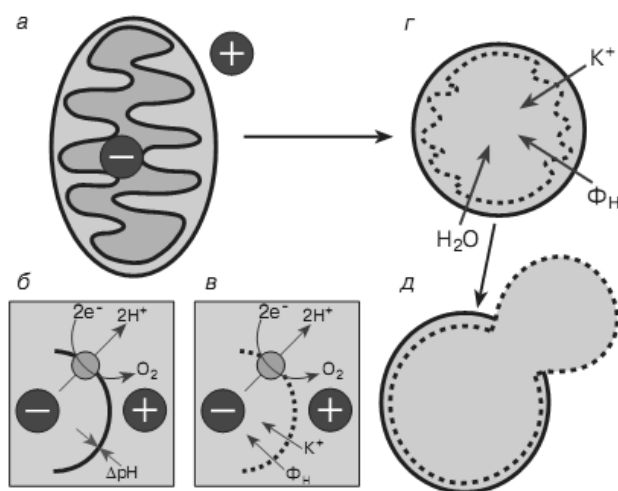


Рис. 5 – Набухание митохондрий [14]

Все эти явления сопровождаются дестабилизацией клеток, в частности, эритроцитов, уменьшением их деформируемости, снижением средней продолжительности жизни, повышением содержания внеэритроцитарного гемоглобина. Пероксидация вводит клетку в порочный круг нарушения биоэнергетики и гомеостаза, который, если его не разорвать, ведет клетку к разрушению.

Длительное сохранение состояния оксидативного стресса связано с развитием таких патологий, как заболевания сердечно сосудистой системы, злокачественные заболевания, диабет и т.д. [16]. Организм с уже ослабленным иммунитетом подвергается воздействию сильнодействующих медикаментов, что в свою очередь приводит к усилению токсикации организма в целом и действия свободных радикалов на клетку.

Ингибирование свободнорадикальных форм АКМ и цепного перекисного окисления липидов осуществляют многие биоантиокислители, которые постоянно регенерируются в организме, а при их нехватке должны поступать извне с пищей или в виде антиоксидантных препаратов. В зависимости от известных механизмов действия биоантиокислителей их иногда делят на ингибиторы радикальных окислительных процессов и антиоксиданты. В зависимости от принципа действия антиокислители или антиоксиданты могут быть косвенного (опосредованного) или прямого (направленного) действия.

Антиоксиданты прямого действия, работающие, к которым относится большинство антиоксидантных препаратов, часто функционально связаны между собой, они могут находиться по отношению друг к другу в синергизме или антагонизме, имеют дозозависимый эффект, что вызывает сложности при попытках медикаментозного купирования явлений окислительного стресса при той или иной патологии [17].

Однако, даже такие препараты могут подействовать неадекватно на ослабленный организм, тем более если это будет сопровождаться приемом лекарственных препаратов. На рисунке 7 представлена обобщенная схема действия механизмов повреждения мембранных структур клетки [14].

В последние годы в биомедицинской науке интенсивно развивается направление, связанное с КВЧ - излучениями, т. е. электромагнитными излучениями (ЭМИ) в миллиметровом диапазоне (10-1 мм) длин волн (имеются в виду частоты от 30 до 300 ГГц).



Рис. 6 – Схема действия механизмов повреждения мембранных структур клетки

Сегодня накоплено достаточно много фактического материала, свидетельствующего не только о конкретном влиянии КВЧ - излучения на функции ряда организмов – от простейших до многоклеточных, но и о значимом терапевтическом эффекте КВЧ - воздействия при многих заболеваниях человека и животных.

Вместе с тем анализ данного материала, проведенный автором, свидетельствует об отсутствии научной концепции, способствующей эффективному использованию электромагнитных колебаний, особенно в части, касающейся. В работе [6] авторами на основании на основании литературных данных (более 480 источников) обобщены результаты патентного поиска в течение 25 лет, из которого следует, что: единого мнения (не говоря уже о рекомендациях) по различным аспектам проблемы низкоэнергетического СВЧ воздействия не существует и большинство биотропных параметров излучения определяется опытным путем.

Возникновение патологических процессов в организме биологического

объекта характеризуется наличием воспалительного процесса. Рост области воспаления ограничен эффектами переноса в тканях. Вначале рост происходит с большой скоростью, при этом популяция больных клеток растет и достигает максимума асимптотически. Этот максимум определяется проницаемостью ткани организма.

Несмотря на то, что все живые биологические объекты являются открытыми системами, в настоящее время для их описания используется, в основном, равновесная термодинамика Гиббса. В частности распределения Гиббса используются при оценке ионного транспорта через мембрану, даже в случае действия на организм электромагнитных полей.

Такое приближение справедливо при отсутствии потоков в фазовом пространстве в приближении бесконечного числа степеней свободы, как у клетки, так и у термостата (среды). В общем случае открытости системы и конечности степеней свободы термодинамическая функция распределения из экспоненциальной формы Гиббса преобразуется в обобщенную форму [19]:

$$p(x_i) \approx \exp_q \left(-\frac{H(x_i)}{T} \right), \quad (1)$$

где $H(x_i)$ – энергия i -го состояния ионов, и использовано q -обобщение экспоненциальной функции $\exp_q(x)$, имеющее обратную к ней функцию $\ln_q(x)$

$$\exp_q(x) = (1 + (1-q)x)^{1/(1-q)}, \quad \ln_q(x) = \frac{x^{1-q} - 1}{1-q} \quad (2)$$

Функции $\exp_q(x)$ и $\ln_q(x)$ переходят в обычную экспоненту и обычный логарифм при стремлении их параметра q к единице и квазистационарное распределение ионов в мембране клетки, возникающее при взаимодействии с термостатом, имеющим конечное число частиц, оказывается равновесным. В общем случае это распределение имеет степенные асимптотики и соответствует неэкстенсивным состояниям с большими корреляциями, которые возникают при сильной неравновесности клетки, находящейся под воздействием внешних электромагнитных полей, которые создают потоки энергии в фазовом пространстве клетки.

Распределение (1) максимизирует, так называемую q -энтропию в форме [20]:

$$S_q = -\sum_i p_i^q \ln_q(p_i) = \frac{1 - \sum_i p_i^q}{q-1} \quad (3)$$

с вероятностями состояний p_i и параметром q . Если $q \rightarrow 1$, то q -энтропия переходит в стандартную энтропию Больцмана. Такое выражение для энтропии согласуется с решением кинетических уравнений для распределения

вероятностей, описывающих клетку с потоками ионов через мембраны под воздействием электромагнитных полей.

Степенные асимптотики этих решений позволяют связать выражение для параметра не экстенсивности в зависимости от потока энергии P (или частиц) в фазовом пространстве. В работе [20] авторами было показано, что параметр q определяется параметрами облучения с помощью следующего выражения:

$$q = \sqrt{1 + \alpha k_{\omega} \frac{|P|}{P_T}} \quad (4)$$

где $\alpha \approx 1$ безразмерный коэффициент;

$k_{\omega} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max} + \omega_{\min}}$ - коэффициент широкополосности действующего излучения;

P_T - поток диссипации из системы;

$P \approx |E^2| c_s$, c_s - групповая скорость.

Важно отметить, что в зависимости от характеристик потока ЭМ поля индекс q может, как уменьшаться, так и увеличиваться в зависимости от параметров излучения и выбранного режима обработки области локализации воспалительного процесса, что позволяет управлять течением воспалительного процесса.

Выводы

1. Проблема тщательного подбора, сертифицирования и оптимизация использования пестицидов в сельском хозяйстве является актуальной и требует постоянного внимания.

2. Применение терапевтических технологий основанных на низко энергетическом сверхвысокочастотном воздействии позволяет минимизировать объем медикаментозных препаратов или полностью отказаться от них при лечении ряда заболеваний вызванных действием химического фактора.

3. Необходима разработка математической и радиофизической моделей клетки учитывающей сочетанное воздействие химических веществ и ЭМИ на мембрану.

Список использованных источников

1. Д.Д. Зербіно. Т.М. Соломенчук. Екологічна концепція розвитку гострої коронарної патології в молодих осіб: епідеміологічні аргументи prevention №10 (1) / 2010 с. 49 – 56.
2. В.У. Стоянов В.У., А.В. Фридман. Анализ математических моделей для оценки и прогнозирования химической обстановки в результате чрезвычайных ситуаций на экологически опасных объектах. Строительство и техногенная безопасность. Симферополь: НАПКС, 2011. – Вып. 40.- с. 74 – 84.

3. http://pk.napks.edu.ua/library/compilations_vak/sitb/2005/11/p_169_171.pdf
Бакулина М.В. Бакулина М.В. Обеспечение безопасности персонала химически опасных объектов.
4. В.У.Стоянов, Ю.Н. Ревякина Анализ и оценка риска возникновения ЧС, обусловленных химическими авариями и катастрофами. Строительство и техногенная безопасность. Выпуск 26, 2008 г. С. 105 – 109.
5. И.А. Черепнев, Н.М. Кириенко, В.А. Василенко . и др. Аналитический обзор состояния продовольственной безопасности и государственного резерва Украины. Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. Вип.103, «Механізація с.г. виробництва та переробки сільськогосподарської продукції». - Харків. – 2010 С.284-299.
6. И.А. Черепнев, Н.М. Кириенко, В.А. Василенко Продовольственная безопасность Украины и использование электромагнитных технологий и животноводстве и ветеринарии. Системи управління навігації та зв'язку. Вип.2 (14). - Київ. - 2010. С.164-175.
7. http://siteresources.worldbank.org/INTBELARUSINRUSSIAN/Resources/31-08-05_P09.pdf Инвентаризационные и эколого-токсикологические аспекты в решении проблемы устаревших пестицидов М.И. Лунёв.
8. <http://www.timacad.ru/catalog/disser/referat/Koluntaev.pdf> Д.А. Колунтаев Оценка экологической безопасности продукции растениеводства методом группового анализа остаточных количеств пестицидов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата биологических наук Москва – 2012.
9. Степановских А.С. Экология: Учебник для вузов. – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2001. - 703 с.
10. Позняк, С. С. Экологическое земледелие: монография / С. С. Позняк, Ч. А. Романовский; под общ. ред. к.с.-х.н. С. С. Позняка. – Минск: МГЭУ им. А. Д. Сахарова, 2009. – 327 с.
11. Саловарова В. П. Введение в биохимическую экологию : учеб. пособие / В.П. Саловарова, А.А. Приставка, О.А. Берсенева. – Иркутск: Изд-во Иркут. гос. Ун-та, 2007. – 159 с.
12. http://proeco.visti.net/lib/osnovy_ecologo_biosfernogo_zemledeliya.pdf
Овсянников Ю.А. Теоретические основы эколого-биосферного земледелия. – Екатеринбург: Издательство Урал, ун-та, 2000.– 264 с.
13. Жминько П.Г. Имунная система как мишень токсического воздействия химических веществ. Актуальные проблемы транспортной медицины № 1 (23), 2011 г. С. 17 – 30.
14. Ю.А. Владимиров Биологические мембраны и незапрограммированная смерть клетки. Соросовский образовательный журнал. Том 6, №9, 2000. С.1 – 9.
15. Владимиров Ю.А. Свободнорадикальное окисление липидов и физические свойства липидного слоя биологических мембран // Биофизика. 1987. Т. 32, 5. С. 830-844.
16. Ю. Г. Григорьев, В. Ф. Михайлов, А.А. Иванов, В. Н. Мальцев и др. Проявление оксидативных внутриклеточных стресс реакций после

- хронического воздействия ЭМП РЧ низкой интенсивности на крыс. Радиационная биология, радиоэкология, 2010, том 50, № 1, с. 22–27.
17. В.Г. Зайцев, О.В. Островский, В.И. Закревский Связь между химическим строением и мишенью действия как основа классификации антиоксидантов прямого действия // Экспер. клин. фармакол. – 2003. – Т. 66. - № 4. – С. 66-70.
 18. Т.М. Черданцева, Т.В. Кулишова, Г.Г. Ефремушкин Влияние электромагнитного излучения миллиметрового диапазона на показатели перекисного окисления липидов у больных язвенной болезнью. «Миллиметровые волны в биологии и медицине» М.: 2004, № 4(36), стр. 59.
 19. Черепнев И.А., Новиков В.Е. Неравновесная термодинамика состояния биологических мембран // Системи управління, навігації та зв'язку Міністерство промислової політики України ДП «ЦНДІ» навігації і управління. – Вип. 4(16). – 2010. С. 197 – 206.
 20. И.А. Черепнев, А.Н. Мороз. Изучение влияния электромагнитных полей на развитие воспалительных процессов живых организмов на основе неравновесной термодинамике. Вісник Національного Технічного Університету «ХПІ» Харків 2011 Вип.12, «Проблемы совершенствования электрических машин и аппаратов» С. 163-168.

Аннотация

ПРИМЕНЕНИЕ НИЗКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ИЗЛУЧЕНИЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ ХИМИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА В АПК

Дьяконов В.И., Черепнев И.А., Кириенко Н.М., Артюшенко А.В.

Стаття присвячена екологічній ситуації на території України з точки зору хімічних факторів. Аналізується механізм руйнуючої дії ксенобіотиків на організм людини і можливість використання низькоенергетичних НВЧ електромагнітного випромінювання для відновлення клітинного гомеостазу.

Abstract

APPLICATION OF LOW-ENERGY ELECTROMAGNETIC RADIATION TO DECREASE OF TOXIC ACTION OF CHEMICALS ON THE HUMAN BODY IN THE AIC

V. Dyakonov, I. Cherepnev, N. Kiriienko, A. Artyushenko

The article is devoted to the ecological situation on the territory of Ukraine from the point of view of chemical factors. Analyzed the mechanism of destroying action of xenobiotics on the human body and the ability to use low-energy microwave electromagnetic radiation for the restoration of cellular homeostasis.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТРУКТУРНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ОСНОВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ В АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ САХАРНОГО ЗАВОДА

Ляшенко С.А., к.т.н., Беяева И.С.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко

Ляшенко А.С., к.т.н.

Харьковский национальный университет радиоэлектроники

В статье сделан анализ технологических показателей, которые используются для автоматизации производственных участков сахарного завода. Установлена взаимосвязь между главными технологическими показателями, характерными для этих основных автоматизированных производственных участков.

Постановка проблемы. В условиях функционирования современной рыночной экономики в Украине, для перерабатывающей промышленности, в частности сахарного производства, характерны следующие направления развития: повышение качества и количества продукции за счет использования мощностных показателей производства и внедрения эффективных автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУТП), повышение требований к качеству безопасных технологических процессов и защите окружающей среды, а также обеспечение энергосберегающих технологий.

Обобщенным направлением, позволяющим их реализовать, является внедрения АСУТП [1]. АСУТП в сахарном производстве осуществляется при помощи использования информационных данных, вводимых с пульта управления оператором, и параметров автоматического регулирования, которые поступают от различных датчиков, установленных на оборудовании и подающих данные о техническом состоянии оборудования, продукции и т.д. Современные системы управления используют микропроцессорную технику, работа которой базируется на интеллектуальных и компьютерно-интегрированных системах управления сахарным производством.

Для получения эффективной системы управления технологическим процессом необходима информация об объекте исследования. Определение оптимальных условий работы и параметров технологических режимов, а также получение математической модели объекта для осуществления оперативного контроля режимов работы и управления – основной вопрос в АСУТП.

Анализ основных исследований и публикаций. Производство сахарной продукции – сложный технологический процесс, в котором задействовано большое количество разнообразного оборудования [1,2,3]. Основными этапами

производства сахарной продукции, например в ООО “Кириковский сахарный завод”, являются подача свеклы, мойка, диффузия, дефекосатурация, выпарка, кристаллизация и сушка продукции [2].

Производственные участки диффузии, дефекосатурации, выпарки и кристаллизации являются наиболее важными с точки зрения внедрения эффективных систем управления технологическими процессами, так как от их работы зависит выход качественной продукции.

На участке диффузии осуществляется резка сахарной свеклы и получение диффузионного сока и жома. При работе диффузионного отделения постоянно необходимо учитывать данные о перерабатываемой продукции показатели режимов работы оборудования. Автоматическому регулированию в диффузионном отделении подлежат: регулирование откачки сока с диффузионного агрегата (ДА); регулирование соотношения «стружка – вода»; регулирование расхода стружки (свеклорезки №1 и №2); регулирование температуры в 1-й зоне ДА; регулирование температуры во 2-й зоне ДА; регулирование температуры в 3-й зоне ДА; регулирование температуры в 4-й зоне ДА; регулирование уровня в сборнике конденсата; регулирование уровня в сборнике подогретой барометрической воды; регулирование уровня в сборнике сульфитированной подогретой барометрической воды; регулирование температуры в сборнике подогретой барометрической воды.

На участке дефекосатурации осуществляется очистка диффузионного сока, в основном с помощью извести (процесс дефекации), и осаждение ее избытка диоксидом углерода (процесс сатурации). При простоте технологических операций и относительной низкой стоимости реагентов этот способ обеспечивает высокую эффективность очистки (до 40%), а сахароза при этом практически не разрушается. Автоматическому регулированию в дефекосатурационном отделении подлежат: регулирование расхода диффузионного сока на преддефекатор; регулирование расхода сока на 1-ю сатурацию; регулирование расхода сока на 2-ю сатурацию; регулирование температуры дефекованного сока; регулирование температуры сока после 1-й сатурации; регулирование температуры сока перед 2-й сатурацией; регулирование соотношения «дифсок- известковое молоко в шестую зону преддефекатора»; регулирование соотношения «дифсок - известковое молоко на исходный дефекатор»; регулирование соотношения «дифсок - известковое молоко на 1-ю сатурацию»; регулирование соотношения «дифсок- известковое молоко на 2-ю сатурацию»; регулирование соотношения «дифсок –суспензия 1-й сатурации»; регулирование соотношения «дифсок – возврат сока 1-й сатурации»; регулирование возврата суспензии 2-й сатурации; регулирование рН- сока на преддефекатор; регулирование рН 1-й сатурации; регулирование рН 2-й сатурации; управление продувкой дефекаторов и сатураторов; управление продувкой дозревателя сока 2-й сатурации.

На участке выпарки осуществляется процесс выпаривания сока в многокорпусной выпарной установке и получение на выходе сиропа с концентрацией сухих веществ не более 65% СВ. Автоматическому регулированию в выпарном отделении подлежат: расход сока на выпарную

установку (ВУ); уровень в 1-м корпусе ВУ; уровень во 2-м корпусе ВУ; уровень в 3-м корпусе ВУ; уровень в 4-м корпусе ВУ; уровень в концентраторе; температура сока в ВУ.

В кристаллизационном отделении осуществляется уваривание сиропа в вакуум-аппаратах, центрифугирование, получение сахара и сушка. Автоматическому регулированию в кристаллизационном отделении подлежат: регулирование подачи утфеля на кристаллизатор; регулирование температуры в 1-й зоне кристаллизатора; регулирование температуры во 2-й зоне кристаллизатора; регулирование температуры в 3-й зоне кристаллизатора; регулирование температуры охлаждающей воды (теплообменник №1); регулирование температуры охлаждающей воды (теплообменник №2); регулирование температуры охлаждающей воды (теплообменник №3); регулирование соотношения «вода-утфель» с коррекцией по вязкости утфеля в смесителе.

Структура и режимы работы сахарных заводов в Украине, в основном зависят от качества используемого сырья, от необходимости получения продукции различного качества, мощностей производства и используемого оборудования [2,3,4].

Определение проблем сахарного производства. Сделав анализ показателей, применяемых в АСУТП, можно обобщить, что при процессе диффузии, особо важным является: поддержание необходимого количества выхода продукции, температурных и временных режимов работы оборудования, сахаристости, плотности и рН сырья; при дефекосатурации: расходы сока, известкового молока и суспензии, температурных и временных режимов работы, рН сока; при выпаривании: расходы сока, уровни и температура сока; при кристаллизации: подача и расходы сырья, а также температурный режим.

Для получения эффективного производства, в котором будет использоваться современная АСУТП, необходимо учитывать, что в технологичных комплексах непрерывного типа в сахарном производстве функционируют сложные технологические объекты, которые характеризуются связанными между собой регулируемыми параметрами. В сахарном производстве регулируемые параметры зачастую имеют одну физическую природу, а контуры регулирования строятся аналогично по однотипной структуре.

Для оптимизации работы сахарного производства необходимо определить те основные критериальные параметры, которые в наибольшей мере влияют на эффективность и выход сахарной продукции.

В случае, когда возникает необходимость при изучении объекта исследования анализировать более двух критериев оптимизации, то производится решение компромиссной задачи. В этих условиях ведется поиск компромисса между этими критериями оптимизации, так как на экстремум для одной поверхности отклика налагаются ограничения другими поверхностями отклика.

В основном компромиссные задачи решаются с помощью

вычислительной математики – методом неопределенных множителей Лагранжа. Решение этих задач можно осуществлять и с помощью двумерных сечений, когда одновременно рассчитываются два критерия оптимизации и составляются два уравнения регрессии. Но в основном исследователи стараются определить наиболее важный и обобщенный критерий, который учитывал бы все оптимальные режимы и параметры работы.

Вопросам оптимизации сахарного производства посвящено достаточно много, как теоретических, так и прикладных исследований. Основными критериями управления в этих работах, в основном, являются [3,4,5,6,7]:

- увеличения выхода сахарной продукции;
- снижение удельного расхода энергозатрат;
- снижение удельных расходов других материалов и потерь.

Следовательно, для обеспечения процесса управления технологическим процессом, согласно представленным основным критериям, необходимо иметь данные о самом процессе. Проведенный анализ производства сахара показывает, что в технологическом процессе может использоваться широкий спектр показателей, характеризующих свойства этого процесса, но в большинстве своем все сводится к регулируемому поддержанию технологических параметров, расходам сока, пара, воды, извести, газа, а также температуры, давления и т.д.

Для эффективного функционирования АСУТП сахарного производства большое значение имеет инженерный расчет параметров трубопроводов и заслонок, которыми осуществляется регулирование подачи сока, пара, воды и других составляющих, обеспечивающих процесс получения сахарной продукции [8].

Цель работы. Исследование и определение общей критериальной взаимосвязи между основными рабочими диагностическими параметрами технологического процесса на основных производственных участках сахарного завода.

Основные положения. Для определения критериальной зависимости между диагностическими и регулировочными параметрами производственного процесса в сахарном производстве воспользуемся теоретическим подходом, основанном на законе сохранения тепла и массы, и применяемом к тепло и гидротехническим процессам, происходящим при переработке сахарной продукции [7,9,10].

По закону сохранения массы, количество поступающих веществ в агрегаты и оборудование, где осуществляется переработка продукции сахарного производства $\sum G_n$, должна равняться количеству отводимых $\sum G_k$, получаемых в результате проведения процесса, с учетом потерь $\sum G_n$:

$$\sum G_i = \sum G_k + \sum G_r \quad (1)$$

Частью энергетического баланса является тепловым, который в общем можно представить в виде:

$$\sum Q_n = \sum Q_k + \sum Q_n . \quad (2)$$

При этом количество вводимого тепла определяется соотношением

$$\sum Q_i = Q_1 + Q_2 + Q_3 , \quad (3)$$

где Q_1 – количество тепла, вводимое с исходными веществами;
 Q_2 – количество тепла, подводимого извне, например с теплоносителем, обогревающим аппарат;
 Q_3 – тепловой эффект физических и химических превращений [2].

Количество отводимого тепла $\sum Q_k$ складывается из тепла, удаляемого с конечным продуктом и отводимым с теплоносителем, а также тепловых потерь $\sum Q_n$.

Все основные участки завода состоят из оборудования и аппаратов, в которых осуществляется тепло и массообменные процессы (диффузионная установка, преддефекатор, подогреватели, сатураторы, дефекаторы, выпарные установки, вакуум-аппараты и центрифуги).

Количество тепла, которое вводится с исходными веществами, подводится извне, получаемое при химических превращениях, а также которое отводится или выпадает в осадок, представляется в общем виде следующим выражением [2,3]:

$$Q = GC\theta \quad (4)$$

где G, C, θ – расход, теплоемкость и температура рассматриваемых растворов.

Для установившихся тепловых процессов основное уравнение теплопередачи имеет в вид [3]:

$$Q = \hat{\kappa} \cdot F \cdot \Delta\theta, \quad (5)$$

где $\hat{\kappa}$ – коэффициент теплопередачи $\frac{Вт}{(м^2 \cdot ^\circ C)}$;

F – площадь сечения, через которое проходят сок пар $м^2$;

$\Delta\theta$ – разность температур $^\circ C$.

После определения основных математических выражений и их составляющих для процессов с массо- и теплопереносом, можно применить Пи-теорему. Пи-теорема исходит из положения, что всякое физически обоснованное соотношение между размерными величинами можно сформулировать и представить как соотношение между безразмерными величинами – параметрами, которые в подобных системах могут играть роль критериев подобия [8].

Всякое уравнение вида

$$f(a_1, a_2, \dots, a_n) = 0, \quad (6)$$

выражающее связь между n размерными физическими величинами, размерность которых определяется через m основных величин (массу, длину, время и т.д.), может быть преобразовано в уравнение

$$F(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m}) = 0, \quad (7)$$

где π – независимые безразмерные комплексы, выражающие связь между $(n - m)$ физическими величинами. Они составлены из $(m + 1)$ величин из числа входящих в уравнение (7).

Исходя из анализа, делаем вывод, что процессы диффузии, дефексотации, выпаривания и кристаллизации сырья характеризуется следующими основными величинами:

- Расход сока и пара $(G, \frac{кг}{с})$, или $(\frac{м^3}{с})$;
- Площадь сечения трубопроводов $(F, м^2)$;
- Температура $\theta, ^\circ C$;
- Теплоемкость $C, \frac{м^2}{с^2 \cdot ^\circ C}$;
- κ – коэффициент теплопередачи $\frac{Вт}{(м^2 \cdot ^\circ C)}$, или $\frac{кг}{с^3 \cdot ^\circ C}$;
- Время осуществления процесса $T, с$.

Так как, при переработке продукции температурные режимы должны быть постоянными, температуру можно не принимать во внимание.

Основными диагностическими и регулировочными параметрами, имеющими место в материальном и тепловом балансах, которые характеризуют происходящие там процессы, являются расход, площадь и время.

Для поддержания нормального режима работы на всех участках завода в основном осуществляют регулировку технологического процесса за счет изменения подачи сырья или пара путем изменения сечения трубопроводов. Необходимая температура при процессе переработки сырья также обеспечивается путем изменения площади сечения подводящих трубопроводов, через которые поступает сырье и пар.

Определим критериальные соотношения между этими величинами.

Основным связующим и регулируемым критерием, который описывает эти процессы, является тепло Q . Теплоту можно представить как функцию представленных параметров:

$$Q = f(G, F, T, C, K), \quad (8)$$

или

$$f(G, F, T, C, K) = 0.$$

Составляем критериальное уравнение:

$$\begin{aligned}\pi_1 &= (G)^{x_1} \cdot (F)^{y_1} \cdot (T)^{z_1} \cdot C; \\ \pi_2 &= (G)^{x_2} \cdot (F)^{y_2} \cdot (T)^{z_2} \cdot K.\end{aligned}\quad (9)$$

Для каждого π , заменяя величины C , K , их размерностями, из выражения (9) получаем

$$\begin{aligned}\pi_1 &= \left(\frac{\kappa\mathcal{Z}}{c}\right)^{x_1} \cdot (M^2)^{y_1} \cdot (c)^{z_1} \cdot \left(\frac{M^2}{c^2}\right); \\ \pi_2 &= \left(\frac{\kappa\mathcal{Z}}{c}\right)^{x_2} \cdot (M^2)^{y_2} \cdot (c)^{z_2} \cdot \left(\frac{\kappa\mathcal{Z}}{c^3}\right).\end{aligned}\quad (10)$$

На основе выражения (10) вычисляем для каждого π_i числовые значения показателей степени x_i , y_i , z_i :

$$\begin{aligned}\pi_1 &= \kappa\mathcal{Z}^{x_1} \cdot M^{(2y_1+2)} \cdot c^{(-x_1+z_1-2)}; \\ \pi_2 &= \kappa\mathcal{Z}^{(x_2+1)} \cdot M^{2y_2} \cdot c^{(-x_2+z_2-3)}.\end{aligned}\quad (11)$$

Выражение (11) должно быть безразмерным и показатели степени при $\kappa\mathcal{Z}$, c , M должны быть равны нулю. Решим сложившиеся системы уравнений.

Для π_1 показатели степени определяются:

$$\begin{aligned}x_1 &= 0; \\ 2y_1 + 2 &= 0 \rightarrow y_1 = -1; \\ -x_1 + z_1 - 2 &= 0 \rightarrow z_1 = 2.\end{aligned}\quad (12)$$

Для π_2 показатели степени равны:

$$\begin{aligned}x_2 + 1 &= 0 \rightarrow x_2 = -1; \\ 2y_2 &= 0 \rightarrow y_2 = 0; \\ -x_2 + z_2 - 3 &= 0 \rightarrow z_2 = 2.\end{aligned}\quad (13)$$

Таким образом, учитывая показатели степени при G, F, T получаем следующие выражения для π_1, π_2 :

$$\pi_1 = \frac{2T \cdot C}{F}; \quad \pi_2 = \frac{K \cdot 2T}{G}.\quad (14)$$

В результате, критериальное уравнение будет иметь вид следующей зависимости

$$f\left(\frac{2T \cdot C}{F}; \frac{K \cdot 2T}{G}\right) = 0.\quad (15)$$

Выводы. В результате проведенного анализа технологических параметров процесса переработки сахарной свеклы, были определены основные

диагностические и регулировочные параметры, которые используются в АСУТП и влияют на эффективность работы сахарного завода. Этими показателями являются: расход сока и пара, температура, время осуществления процесса, площадь сечения трубопроводов, теплоемкость, коэффициент теплопередачи. Определен основной связующий критерий для этих показателей – расход продукции (выходы сырья и пара). На основании проведенных математических преобразований основных показателей была получена критериальная зависимость между основными показателями, характеризующими технологический процесс. Полученная критериальная зависимость (15) позволяет получить обобщенную математическую модель, характеризующую взаимосвязь между основными показателями производственного процесса, необходимую для осуществления эффективного автоматизированного управления режимами работы основных производственных участков сахарного завода.

Список использованных источников

1. Стратегия автоматизации производства сахара [Электронный ресурс] / Белоусов В.Ю., Литвинов А.Ф., Потапов О.А., Горчинский Ю.Н.// Сахар. - 2002. - №1. - Режим доступа до журн.: <http://www.loes.ru/main/technology/tech-map.html>.
2. Сапронов А.Р. Технология сахарного производства / А.Р. Сапронов - М.: Агропромиздат, 1986. - 436с.
3. Горбатюк В.И. Процессы и аппараты пищевых производств / В.И. Горбатюк – М.: Колос, 1999. – 335с.
4. Реконструкция Гайсинского сахарного завода 2012 года: наращивание производительности и сокращение расхода условного топлива [Электронный ресурс] / В.Е. Архангельский, Н.А. Гуляницкий, Л.А. Бондаренко // Журнал "Сахар Украины". №10, 2012. С. - Режим доступа до журн.: http://www.techinservice.com.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=370.
5. Луцька Н. М. Дослідження та синтез оптимальних регуляторів для систем автоматизації технологічних комплексів неперервного типу [Текст]. автореф. дис. канд. техн. наук : 05.13.07 / Н. М. Луцька. – Київ, 2006. - 158с.
6. Системы автоматизации технологических процессов сахарного производства [Электронный ресурс] /О. Яковлев, С. Танцюра, А. Войтюк, Ю. Рудаков, С.Латышев, В. Волков, М. Рак, Н. Круглый // Пищевая промышленность. -2000. - №1.- С. 44-53. Режим доступа до журн.: <http://www.cta.ru/cms/f/3666648.hdf>.
7. Ляшенко С.А. Определение критериальной связи между основными показателями работы выпарной установки / С.А. Ляшенко, А.М. Фесенко. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Технічний сервіс АПК,

техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні». Харків. Вип. 101.-2010. - С.82-88.

8. Ляшенко С.А. Обоснование автоматического регулирования производственных процессов сахарных заводов / С.А. Ляшенко, А.М. Фесенко, И.С. Беляева. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв”. – Харків, Вип. 88. 2009. – С. 104-109.
9. Дідур В.А. Теплотехніка, теплопостачання і використання теплоти в сільському господарстві / В.А. Дідур, М.І. Стручаєв (За заг. Ред. В.А. Дідура). – К.: Аграрна освіта, 2008. – 233с.
10. Справочник по гидравлическим расчетам /под ред. П.Г. Киселева. изд. 4-е переработ. и доп. - М.: Энергия, 1972. - 312с.

Анотація

ВИЗНАЧЕННЯ СТРУКТУРНОЇ ЗАЛЕЖНОСТІ ОСНОВНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ В АВТОМАТИЗОВАНІЙ СИСТЕМІ УПРАВЛІННЯ ЦУКРОВОГО ЗАВОДУ

Ляшенко С.А., Беляева И.С.

В статті зроблено аналіз технологічних показників, що використовуються для автоматизації виробничих ділянок цукрового заводу. Встановлено взаємозв'язок між головними технологічними показниками, які характерні для головних автоматизованих виробничих ділянок.

Abstract

DETERMINATION OF STRUCTURAL DEPENDENCE DETERMINATION OF STRUCTURAL DEPENDENCE OF THE MAIN TECHNOLOGICAL INDICATORS IN THE AUTOMATED CONTROL SYSTEM OF SUGAR PLANT

S. Liashenko, I. Belyaev

In article the analysis of technological indicators which are used for automation of production sites of sugar plant factory is made. The interrelation between the main technological indicators, characteristic for these main automated production sites is established.

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ АНАЛІЗУ ВИРОБНИЧОГО ТРАВМАТИЗМУ

**Присяжна Л.П., к.т.н., доц., Переверзєва Л.М., Винокуров М.О.,
ст. викладачі, Шерстюк О.В., асист., Гречко Т.Ю., студ.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Розглянуто проблемні питання аналізу виробничого травматизму в сільськогосподарській галузі. Запропоновано удосконалення методики аналізу.

Вступ. За даними Всеукраїнського науково-практичного семінару «Удосконалення роботи з проведення розслідувань нещасних випадків на виробництві» 2012 року аналіз матеріалів розслідування нещасних випадків виявив ряд недоліків, а саме: недостатня якість визначення причин виникнення нещасного випадку, недосконалість висновків за результатами розслідування, недостатня якість визначення обставин нещасного випадку та необхідність його дорозслідування, необґрунтованість віднесення нещасного випадку до невиробничого травматизму, недоліки в оформленні матеріалів розслідування та т. ін. Відзначено наявність таких порушень в сільських фермерських господарствах [1].

Недоліки під час проведення розслідування нещасних випадків призводять в подальшому до хибних висновків, недосконалого аналізу виробничого травматизму та неможливості визначення достовірних напрямків його профілактики.

При цьому слід зазначити, що Україна займає друге-третє місце серед країн з неприпустимо високим рівнем виробничого травматизму взагалі та травматизму зі смертельним наслідком зокрема. Протягом останнього десятиріччя сільськогосподарська галузь за травматизмом посідає друге-четверте місце.

Таким чином, удосконалення методики аналізу виробничого травматизму для його прогнозування та профілактики є актуальною проблемою охорони праці.

Аналіз публікацій. Аналіз виробничого травматизму здійснюється з застосуванням імовірно - статистичних та детерміністичних методів аналізу [2, 3].

На практиці найбільш поширеним є статистичний метод аналізу травматизму, який базується на вивченні травматизму за документами і звітами. Даний метод дозволяє визначити динаміку травматизму та його тяжкість на окремих ділянках виробництва, на підприємстві в цілому, провести порівняльний аналіз з іншими підприємствами галузі, виявити закономірності його зростання чи зниження. На практиці вивчення динаміки таких показників й використовується у більшості випадків. Для оцінки рівня

травматизму використовують відносні статистичні коефіцієнти (показники). Використання таких показників дає можливість оцінити динаміку травматизму та професійних захворювань в цілому, за галузями виробництва, виконати порівняльний аналіз стану травматизму окремих підрозділів підприємства. Але такий аналіз не дозволяє виконати прогнозування травматизму для його подальшої профілактики. Показники частоти травматизму (коефіцієнт частоти), показники співвідношення (коефіцієнт тяжкості та коефіцієнт непрацевдатності) дають кількісну оцінку травматизму. Для повної його характеристики слід додавати детерміністичні методи аналізу.

Інші методи менш поширені на практиці та в повній мірі не дають характеристики виробничих травм та професійних захворювань.

До підкласів статистичного методу належать методи математичної статистики, лінійної регресії, математичного моделювання; групового методу – аналіз сезонності, за професіями, вивчення характеру травм та ін.; топографічного методу – аналіз в межах виробничого підрозділу, по підприємству, в межах регіону; монографічного методу – обстеження комплексу умов праці виробничої ділянки, обладнання чи технологічного процесу; метод моделювання причинних зв'язків включає різновиди логіко-імітаційного моделювання; метод експертних оцінок - як зовнішній, так і внутрішній аудит; метод анкетування – таке, що проводиться адміністрацією підприємства, службою страхових експертів, органами державного нагляду; ергономічний метод ґрунтується на комплексному вивченні системи "людина – машина – виробниче середовище" і дозволяє знайти невідповідності в цій системі; до економічного методу належить визначення витрат на макрорівні та на рівні підприємства.

Вивчення існуючих методів аналізу травматизму дозволяє стверджувати, що універсального методу аналізу травматизму і професійної захворюваності не існує, але використання одночасно декількох методів дозволяє покращити аналіз і здійснити прогнозування травматизму.

Успішна профілактика виробничого травматизму та професійної захворюваності можлива лише при умові ретельного вивчення причин їх виникнення. Для полегшення цього завдання причини виробничого травматизму і професійної захворюваності поділяють на основні групи: організаційні, технічні, психофізіологічні. Така класифікація причин використовується під час розслідування нещасних випадків та професійних захворювань на виробництві. Санітарно-гігієнічні та економічні причини травматизму не поодинокі, але нажалі в класифікації вони відсутні, що затрудняє виявити об'єктивні причини.

Через відсутність у статистичних звітах про охорону праці та травматизм на виробництві наведеної класифікації причин нещасних випадків не завжди є можливість одержати об'єктивні дані про причини травматизму. Також слід зазначити, що в затвердженій структурі причин нещасних випадків питома вага кожного виду причин під назвою «інші» значна, що теж впливає на достовірність виявлення причин травматизму.

Така ситуація стосується і видів подій. Серед затверджених для

оформлення актів розслідування нещасних випадків видів подій (таблиця 1) під кодом «18»- інші види також мають значну питому вагу в загальному переліку видів подій. Це може вплинути на достовірність аналізу травматизму.

Таблиця 1 – Види подій, що призвели до нещасних випадків зі смертельним наслідком у 2011 році

| Код | Види подій | Питома вага, % |
|-----|---|----------------|
| 1 | 2 | 3 |
| 01 | ДТП | 21,9 |
| 02 | Падіння потерпілого | 15,5 |
| 03 | Падіння, обрушення, обвалення предметів, матеріалів, породи, ґрунту, тощо | 14,2 |
| 04 | Дія предметів і деталей, що рухаються, розлітаються, обертаються | 15,7 |
| 05 | Ураження електричним струмом | 8,5 |
| 06 | Дія підвищених температур (крім пожеж) | 1,5 |
| 07 | Дія шкідливих і токсичних речовин | 3,9 |
| 10 | Показники напруженості праці перевантаження | 0,3 |
| 12 | Утоплення | 1,5 |
| 13 | Асфіксія | 1,8 |
| 14 | Навмисне вбивство або травма, заподіяна іншою особою | 1,3 |
| 15 | Стихійне лихо | 0,3 |
| 16 | Пожежа | 2,3 |
| 17 | Вибух | 3,1 |
| 18 | Інші види | 8,2 |
| | Всього | 100,00 |

Порядок розслідування не передбачає виявлення зв'язку між обставинами, за яких стався нещасний випадок, подіями та причинами нещасного випадку.

Мета і постановка задачі. Аналіз порядку розслідування нещасних випадків та покращення методики аналізу травматизму.

Пропозиції щодо методики аналізу виробничого травматизму

Одержання та аналіз статистичних даних про нещасні випадки та професійні захворювання на виробництві є першим кроком на шляху до зниження рівня травматизму.

Дані про нещасні випадки на виробництві аналізуються за результатами їх розслідування, для аналізу використовувати сучасні засоби автоматизації.

При детальному проведенні аналізу виробничого травматизму вивчається динаміка змін показників травматизму за різними ознаками (галузь, підприємство, підрозділ); аналіз причин нещасних випадків, пов'язаних з виробництвом (як смертельних, так і з тяжкими наслідками); здійснюється аналіз розподілу нещасних випадків за видами подій та професіями унаслідок яких сталися випадки травматизму на виробництві.

Такий підхід дає можливість виявити найбільш травмонебезпечні об'єкти (підрозділи, робочі місця), в яких відбуваються негативні зміни динаміки стану виробничого травматизму. Але такий підхід має недоліки, які пропонуємо усунути в наведеній методиці.

Аналіз виробничого травматизму повинен ґрунтуватись на використанні методів аналізу з урахуванням сучасних умов господарювання та особливостей сільськогосподарського виробництва, вивчення існуючих методів аналізу та використання найбільш ефективних методів.

Вивчення динаміки травматизму за статистичними даними, оцінка ризику технологічних процесів у с.-г. виробництві, моделювання виробничих небезпек та ін. дасть змогу здійснити достовірний прогноз виникнення травм, захворювань, аварій. Виконане прогнозування стане основою для розробки профілактичних заходів. Впровадження у виробничий процес таких заходів та засобів з охорони праці дозволить зменшити до мінімуму виникнення небезпек.

Для покращення аналізу доцільно поєднати статистичний метод з моделюванням причинних зв'язків, топографічним, економічним методами; груповий метод аналізу – з методом анкетування, монографічний – з методом експертних оцінок.

Пропонуємо за основу аналізу взяти комплексний підхід використання методів аналізу травматизму, тобто поєднання декількох методів – імовірнісно-статистичних та детерміністичних (рисунок).

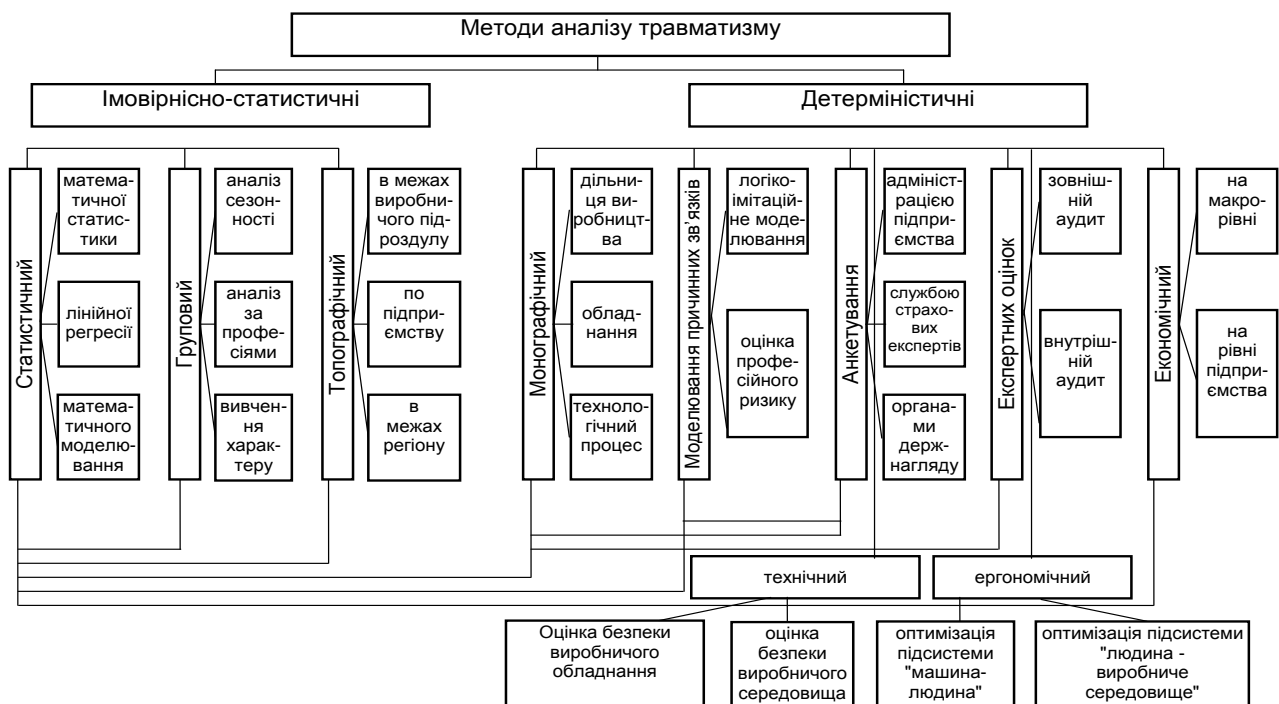


Рис. 1 – Комплексне використання методів аналізу травматизму

У запропонованій методиці дослідження краще починати з вивчення зв'язку події з причинами та обставинами.

Визначення обставин, подій, причин, що призвели до травмування, їх взаємного зв'язку та впливу на характер травми дасть можливість здійснити прогнозування травматизму. Пропонується розширити класифікацію причин, а саме вивчати організаційні, технічні, санітарно-гігієнічні, психофізіологічні, економічні та збільшити їх перелік у кожній з груп.

Визначення переліку найбільш травмонебезпечних подій, які призвели до випадків травматизму на виробництві необхідно поєднати з визначенням

причин, які призвели до травмонебезпечної події. При цьому необхідно визначити вплив сезонної складової, часу настання нещасного випадку для вибраної події; визначити найбільш травмонебезпечні професії, працівники яких постраждали під час події, яка аналізується.

Економічний метод аналізу травматизму слід включати в дослідження у поєднанні з іншими існуючими за класифікацією методами аналізу травматизму. Визначення втрат, завданих травматизмом, дозволяє об'єктивно оцінити значущість охорони праці.

Затрати, пов'язані з охороною праці на підприємстві, це в першу чергу: затрати на відшкодування потерпілим втрати їх працездатності внаслідок травм і професійних захворювань; затрати на ліквідацію наслідків нещасних випадків; затрати на виплату штрафів та інших відшкодувань; затрати на профілактику травматизму та захворювань.

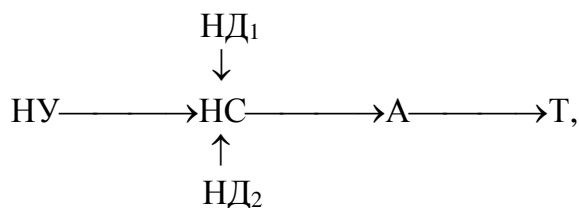
Аналіз травматизму є необхідним для його прогнозування з розробленням заходів його профілактики.

Прогнозування травматизму і його профілактика є невід'ємними елементами забезпечення належних, безпечних умов праці. В основу прогнозування на практиці покладено вивчення причин травматизму. За встановленою класифікацією причини поділяються на організаційні, технічні та психофізіологічні. На наш погляд, слід групувати причини як організаційні, технічні, санітарно-гігієнічні, економічні, психофізіологічні.

Такий підхід дає можливість виявити найбільш травмонебезпечні об'єкти (підрозділи, робочі місця), в яких відбуваються негативні зміни динаміки стану виробничого травматизму, визначити причинно-наслідкові зв'язки виробничого травматизму з умовами його виникнення та шляхи попередження нещасних випадків, врахувати усі складові виникнення нещасних випадків на виробництві.

У прогнозуванні травматизму доцільним є дослідження логічних зв'язків формування можливої небезпеки. Також метод логічного моделювання травмонебезпечних, аварійних та інших ситуацій значно полегшує й пошук причин аварій, виробничих травм і дорожньо-транспортних пригод при їх розслідуванні, якщо дослідження логічних зв'язків провести у зворотному напрямку.

Наприклад, модель процесу виникнення аварії (А), травми (Т) під час виконання транспортних робіт на колісних тракторах можна представити у схематичному вигляді:



де, НУ – тракторний причіп експлуатується без гальм, НД₁ – перевищення швидкості руху трактора, НД₂ – різкий поворот, НС – перекидання трактора.

Вивчення небезпечних умов, небезпечних дій і небезпечних ситуацій та можливих наслідків дає можливість побудувати логічну модель процесу формування та виникнення можливих небезпек у вигляді небезпечних та аварійних ситуацій. Її можна використовувати для вжиття заходів щодо їх запобігання. Небезпечні дії, логічно взаємопов'язані з небезпечними умовами і небезпечними виробничими чинниками, дають можливість сформулювати зміст небезпечної ситуації чи аварії.

Висновки

Аналіз порядку розслідування нещасних випадків та професійних захворювань на виробництві виявив ряд недоліків, що впливають на достовірність аналізу, його прогнозування та розроблення заходів профілактики травматизму.

Запропоновано методика аналізу травматизму, що передбачає комплексний підхід до використання методів аналізу, визначення зв'язку «події-причини» з урахуванням трендової, сезонної, професійної складових.

Список використаних джерел

1. Деньгин А.П. Совершенствование работы по проведению расследований несчастных случаев на производстве / Информационный бюллетень з охорони праці.- №3 (65).-К.: 2012.- С.3-5.
2. Присяжна Л.П. та ін. До обґрунтування методів аналізу травматизму в сільському господарстві / Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Вип. 59.- 2007.-С.395-400.
3. Присяжна Л.П. та ін. Класифікація методів аналізу травматизму / Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета.- Сб.науч.тр.- Вып.59.- Х.: 2012. С.60-64.

Аннотация

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ АНАЛИЗА ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ТРАВМАТИЗМА

Присяжная Л.П., Переверзева Л.Н., Винокуров Н.А., Шерстюк А.В., Гречко Т.Ю.

Рассмотрены проблемные вопросы анализа производственного травматизма в сельскохозяйственной отрасли. Предложено усовершенствование методики анализа.

Abstract

IMPROVING THE METHODS OF ANALYSIS OF OCCUPATIONAL INJURIES

L. Prisiazhnaya, L. Pereverzeva, N. Vinokurov, A. Sherstyuk, T. Grechko

Problematic aspects of the analysis of occupational injuries in the agricultural industry. The improved analysis techniques.

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ

Булгаков В.М., докт. техн. наук, академік НААН,
Національна академія аграрних наук України

Головач І.В., канд. фіз.-мат. наук,
Національний університет біоресурсів і природокористування України

Салтисюк В.І., канд. техн. наук
Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України “Бережанський агротехнічний інститут”

Розроблена теорія ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрових буряків. Отримані залежності дають можливість аналітично визначати кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу з умов непошкодження коренеплодів.

Вступ. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструкційні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні [1]. Слід зазначити, що до цього часу такої теорії не існує. Лише у роботах [5] і [6] наведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду.

Результати досліджень. При наїзді лемешів вібраційного робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. А оскільки обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок необхідно дослідити. Складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід (рис. 1). Представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$, кожний з яких у просторі має нахил під кутами α , β , γ . Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямок поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Вважаємо, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, з поверхнями клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відбувається відповідно у точках K_1 і K_2 . Причому ударний контакт може відбуватися або безпосередньо, або через тонкий шар ґрунту між поверхнями клинів і коренеплодом.

Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис. 1).

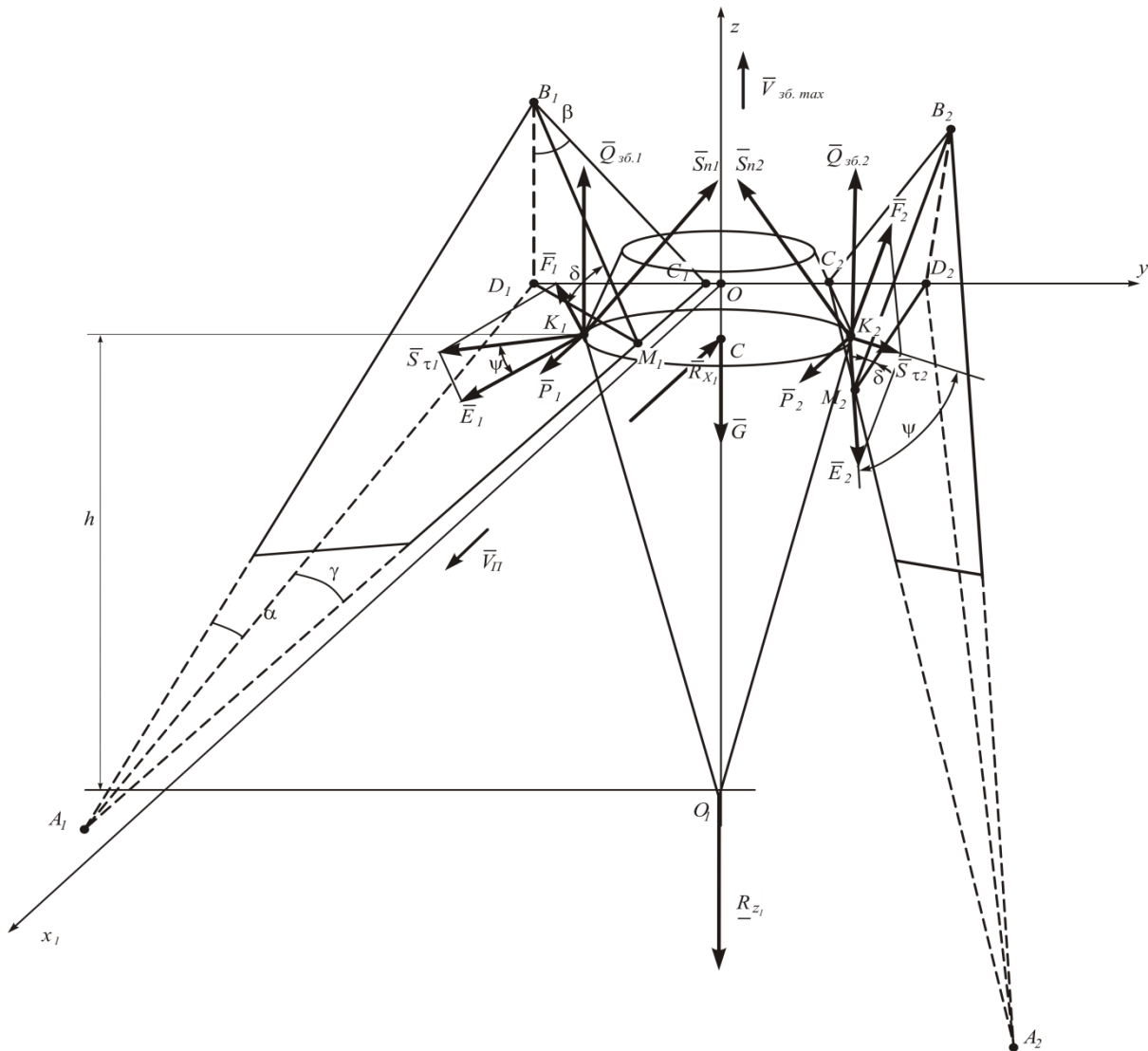


Рис. 1 – Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збурююча сила \bar{Q}_{36} , що змінюється за гармонійним законом, яка прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\bar{Q}_{36.1}$ та $\bar{Q}_{36.2}$. Вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі Ox , тому у напрямку осі Ox діють також рушійні сили \bar{P}_1 і \bar{P}_2 , які прикладені у точках K_1 і K_2 відповідно. У центрі ваги коренеплоду (точка C) діє сила ваги коренеплоду G_k . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей Ox і Oz позначені через \bar{R}_x та \bar{R}_z відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діють ударні імпульси \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} , які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2 , причому $S_{n1} = S_{n2}$. Дані ударні імпульси направлені вздовж нормалей до робочої поверхні лемешів,

тобто площин $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відповідно. Крім того, по поверхні клинів діють дотичні ударні імпульси S_{τ_1} і S_{τ_2} , причому, $S_{\tau_1} = S_{\tau_2}$. Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюється подібно закону Кулона для тертя, а саме [4]:

$$S_{\tau} \leq fS_n, \quad (1)$$

де f – динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються.

Розкладемо імпульси \bar{S}_{τ_1} і \bar{S}_{τ_2} на складові \bar{F}_1 і \bar{F}_2 , перпендикулярні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно, та складові \bar{E}_1 і \bar{E}_2 , паралельні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно (рис. 1). Так представлені вектори \bar{S}_{τ_1} і \bar{S}_{τ_2} дають можливість у подальшому знайти їх проекції на осі Ox і Oy .

Величина ударного імпульсу може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині. Більш того, оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного робочого органу вниз вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копача.

Нехай коливання робочого органу здійснюються за наступним гармонійним законом:

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (2)$$

де z_k – відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;

a – амплітуда коливань робочого органу;

ω – частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість $V_{зб.}$ коливального руху робочого органу у будь-який момент часу t буде дорівнювати:

$$V_{зб.} = a\omega \sin \omega t, \quad (3)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати:

$$V_{зб. \max} = a\omega. \quad (4)$$

Отже потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопуючого органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю $V_{зб. \max}$.

Оскільки усі сили, зображені на рис. 1, мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил дорівнюють нулю. Лише ударні імпульси S_{n1} і S_{n2} мають не нульове значення, причому очевидно, що $S_{n1} = S_{n2}$ (удар симетричний).

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [2]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau1} + \bar{S}_{\tau2}, \quad (5)$$

де \bar{V} – швидкість робочого органу до удару;
 \bar{U} – швидкість робочого органу після удару;
 m – маса робочого органу.

При цьому

$$\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.мах}, \quad (6)$$

де \bar{V}_{Π} – швидкість поступального руху копача;
 $\bar{V}_{зб.мах}$ – максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості \bar{V}_{Π} копача напрямлений по осі Ox , а вектор швидкості коливального руху робочого органу $\bar{V}_{зб.мах}$ – по осі Oz вгору. Враховуючи (1), векторне рівняння (5) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + f\bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n2}. \quad (7)$$

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення ε [3], а саме:

$$U_n = -\varepsilon V_n, \quad (8)$$

де U_n – проекція швидкості робочого органу після удару на нормаль до поверхні клина;
 V_n – проекція швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Оскільки $\bar{U} = \bar{U}_x + \bar{U}_z$, $\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.мах}$, то, враховуючи [2], отримуємо:

$$U_n = \frac{U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (9)$$

$$V_n = \frac{V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.мах} \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (10)$$

де $L = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}$.

Підставляючи вирази (9) та (10) у (8), одержимо наступне рівняння:

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta = -\varepsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.мах} \operatorname{tg} \beta). \quad (11)$$

Оскільки удар симетричний відносно площини xOz , то векторне рівняння (7) зводиться до системи двох рівнянь – у проекціях на осі Ox і Oz .

Після визначення проекцій ударних імпульсів, що входять у векторне рівняння (7), та врахування виразу (11) отримаємо систему трьох рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{II}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{L} + \\ &+ 2fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - 2fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma, \\ m(U_z - V_{зб.макс}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{L} + 2fS_{n1} \sin \psi \sin \delta, \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta &= -\varepsilon(V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Застосовуючи метод Крамера до системи рівнянь (12), отримаємо:

$$S_{n1} = -\frac{m(1 + \varepsilon) \times \dots \times (V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta)L}{2 \operatorname{tg}^2 \beta + 2fL \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta + 2 \operatorname{tg}^2 \gamma + \dots + (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L \operatorname{tg} \gamma}. \quad (13)$$

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Згідно [3] максимальне значення ударної сили буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу $t_{yd.}$, тобто

$$F_{yd.} = 2F_{yd.cp} = \frac{2S}{t_{yd.}}, \quad (14)$$

де $F_{yd.}$ – максимальне значення ударної сили;
 S – ударний імпульс;
 $F_{yd.cp}$ – середнє значення ударної сили;
 $t_{yd.}$ – тривалість удару.

Враховуючи значення проєкцій ударного імпульсу на осі Ox і Oz та вираз (14), зможемо записати значення проєкцій сили $F_{yd.}$ відповідно на осі Ox і Oz :

$$F_{yd.x} = \left(\frac{4 \operatorname{tg} \gamma}{L} + 4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{yd.}}, \quad (15)$$

$$F_{yd.z} = \left(\frac{4 \operatorname{tg} \beta}{L} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{yd.}}, \quad (16)$$

де значення S_{n1} визначається згідно виразу (13), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару $t_{yd.}$ можна визначити лише експериментально. Згідно [5] $t_{yd.} \approx 0,6 \cdot 10^{-2}$ с.

Розглянемо далі умови непошкодження коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом. Якщо удар відбувається у точках K_1 і K_2 , які

знаходяться на відстані h від умовної точки закріплення O_1 (рис.), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки, враховуючи вираз (15), буде дорівнювати:

$$M_{ol}(F_{y\delta.x}) = \left(\frac{4 \operatorname{tg} \gamma}{L} + 4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1} h}{t_{y\delta}}. \quad (17)$$

Тоді умовою незламування коренеплоду буде наступна умова:

$$M_{ol}(\bar{F}_{y\delta.x}) \leq [M_{3z}] < M_{on}, \quad (18)$$

де $[M_{3z}]$ – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;
 M_{on} – опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід.

Умовою нерозривання коренеплоду буде наступна умова:

$$F_{y\delta.z} \leq [F_{розр}] < R_z, \quad (19)$$

де $[F_{розр}]$ – допустима для тіла коренеплоду сила, при якій не відбувається розриву коренеплоду;
 R_z – вертикальна сила зв'язку коренеплоду з ґрунтом.

З умови незламування коренеплоду (18) та умови нерозривання коренеплоду (19) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу.

Введемо наступні позначення:

$$\frac{[M_{3z}] t_{y\delta} L}{h[4 \operatorname{tg} \gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L]} = A, \quad (20)$$

$$\frac{[F_{розр}] t_{y\delta} L}{4 \operatorname{tg} \beta + 4fL \sin \psi \sin \delta} = B, \quad (21)$$

$$\frac{m(1 + \varepsilon)L}{2 \operatorname{tg}^2 \beta + 2fL \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta + 2 \operatorname{tg}^2 \gamma + (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L} = C. \quad (22)$$

Тоді з виразів (13), (18) та (19) отримуємо наступні обмеження на швидкість викопуючого робочого органу:

$$V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб. \max} \operatorname{tg} \beta \leq \frac{\min\{A, B\}}{C}. \quad (23)$$

Якщо задатися поступальною швидкістю V_{II} бурякозбиральної машини, то з (23) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{зб. \max}$ коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{зб.маx} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} \left(\frac{\min \{A, B\}}{C} - V_{II} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (24)$$

Тоді з виразу (4) можна визначити при заданій амплітуді потрібну частоту коливань робочого органу з умов непошкодження коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{a \operatorname{tg} \beta} \left(\frac{\min \{A, B\}}{C} - V_{II} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (25)$$

Задаючи різні значення поступальної швидкості V_{II} бурякозбиральної машини, можна побудувати графік залежності частоти коливань робочого органу ω від поступальної швидкості бурякозбиральної машини.

Висновок

Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленим у ґрунті. З умов непошкодження коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

Список використаних джерел

1. Головач І.В. Механіко-технологічне обґрунтування вібраційного викопування коренеплодів: Автореф. дис.... докт. техн. наук. – К.: НУБіПУ, 2011. – 49 с.
2. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том I. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.
3. Бутенин Н.В., Луниця Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1985. – 287с.
5. Погорельий Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
6. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорельий, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.

Аннотация

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ВЫКАПЫВАНИЯ КОРНЕПЛОДОВ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

Булгаков В.М., Головач І.В., Салтисюк В.И.

Разработана теория ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с корнеплодом, закрепленным в почве, при вибрационном выкапывании сахарной свеклы. Полученные зависимости дают возможность аналитически определять кинематические и конструкционные параметры выкапывающего рабочего органа исходя из условий неповреждения корнеплодов.

Abstract

ANALYTICAL RESEARCH OF OSCILLATION EXCAVATION OF ROOT CROPS OF SUGAR BEET

V. Bulgakov, I. Golovach, V. Saltisuk

The theory of shock interaction of a vibrational digging out executive device with a root crop fixed in soil is developed, at vibrational digging up of a sugar beet. The received dependences afford an opportunity to define analytically kinematic and constructional parameters of a vibrational digging out executive device, proceeding from conditions of undamageability of root crops.

УДК 633.63:631.35

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ЕЛЕМЕНТА НОВОГО ВІДОКРЕМЛЮВАЧА ГИЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

Булгаков В.М., д.т.н., професор, академік НААН України

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Борис А.М., к.т.н.

ІНЦ "ІМЕСГ" НААН України

Наведено результати теоретичних досліджень коливань робочих елементів відокремлювача гички. Встановлений вплив початкової фази руху робочого елемента на період його коливань. Визначений робочий діапазон коливань робочого елемента.

Проблема. Найбільш раціональним способом відокремлення гички є копірний зріз. Відомі гичкозрізальні апарати активного типу забезпечують якісний зріз гички при поступальних швидкостях не більше 1,5 м/с. Коренезбиральні машини можуть працювати при швидкостях 2...2,5 м/с [4]. Така неузгодженість за робочими швидкостями створює технологічну несумісність гичкозрізальних і викопуючих робочих органів. Рішення цієї проблеми можливе шляхом створення нового вискоефективного і високопродуктивного копірного гичкозрізального апарата.

Процес взаємодії робочого органу з головками коренеплодів носить

циклічний характер. Тому важливою умовою роботоздатності робочого органу є відновлення кожним робочим елементом свого початкового положення перед наступною взаємодією з коренеплодом. Для обґрунтування раціональних параметрів робочого органу необхідно визначити залежність періоду коливань лопаті від її конструкційно-технологічних параметрів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Нами проведено теоретичне дослідження комбінованого способу відокремлення гички і обґрунтовано раціональний діапазон копінного зрізу [1]. Копінним зрізом доцільно зрізати головки коренеплодів, що виступають 30...60 мм над рівнем ґрунту. Головки коренеплодів висота, виступання яких менше 30 мм і більше 60 мм, необхідно зрізати безкопінним зрізом. Така технологія зрізу гички практично реалізована у більшості бурякозбиральних комбайнів іноземних фірм. Проводиться безкопінний зріз роторним гичкорізом основної маси гички та головок коренеплодів, що високо виступають над рівнем ґрунту. Також пасивним дообрізчиком виконується безкопінний зріз головок коренеплодів, висота виступання яких не перевищує початкового вертикального зазору. Коренеплоди із середньою висотою виступання головок дообрізаються пасивним копінним дообрізчиком із зворотною вертикальною поправкою. Враховуючи дані дослідження, нами вперше запропонована конструкція копінно-роторного гичкозрізального апарата.

Робочий орган представляє собою горизонтальний ротор з віссю обертання, що направлена вздовж рядка. На валу жорстко закріплений металевий диск, до якого шарнірно закріплено 16 капронових лопатей, на кінцях яких встановлено ножі. При наїзді на головку коренеплоду кожна лопать відхиляється від площини обертання і за допомогою спеціального упору відхиляє наступну лопать. Таким чином взаємодіючи із головою коренеплоду, лопаті очищають її вершину від гички, яка потім з рештками гички дообрізається ножами, що розташовані на кінцях лопатей. При попередньому безкопінному зрізі високовиступаючих коренеплодів і гички даний робочий орган виконує безкопінний зріз низьковиступаючих коренеплодів і копінний зріз коренеплодів середнього діапазону висот виступання. При максимальній висоті виступання головок коренеплодів над рівнем ґрунту до 80 мм можливо проводити зріз гички без попереднього безкопінного зрізу високовиступаючих коренеплодів.

Мета дослідження. Збільшення продуктивності процесу відокремлення гички шляхом обґрунтування параметрів відокремлювача гички.

Методи дослідження. Використані методи теоретичної механіки та комп'ютерного моделювання.

Результати досліджень. В роботі [6] отримано диференціальне рівняння обертального руху робочого елемента, яке має наступний вигляд:

$$m\omega^2 \left(\frac{l}{2} r_0 \sin \varphi + \frac{l^2}{6} \sin 2\varphi \right) - m \frac{l^2}{3} \ddot{\varphi} = 0. \quad (1)$$

Зроблене припущення про те, що друга складова рівності (1) є моментом

сил інерції стрижня відносно осі підвісу. Тоді логічно припустити, що перша складова є моментом відцентрових сил інерції і вираз (1) є диференціальним рівнянням вільного обертального руху шарнірно закріпленого стрижня навколо осі підвісу розташованої на відстані r_0 [0].

За конструкційно-технологічними параметрами складене диференційне рівняння вільного обертального руху реального робочого елемента. Враховуючи, що момент відцентрових сил інерції циліндричного шарніра буде рівним нулю, то сумарний момент інерції відцентрових сил робочого елемента визначимо, як:

$$M_R = M_K + M_{\Pi} + M_H, \quad (2)$$

де M_K, M_{Π}, M_H – відповідно моменти відцентрових сил інерції копірної частини, пластинки і ножа (рис. 1).

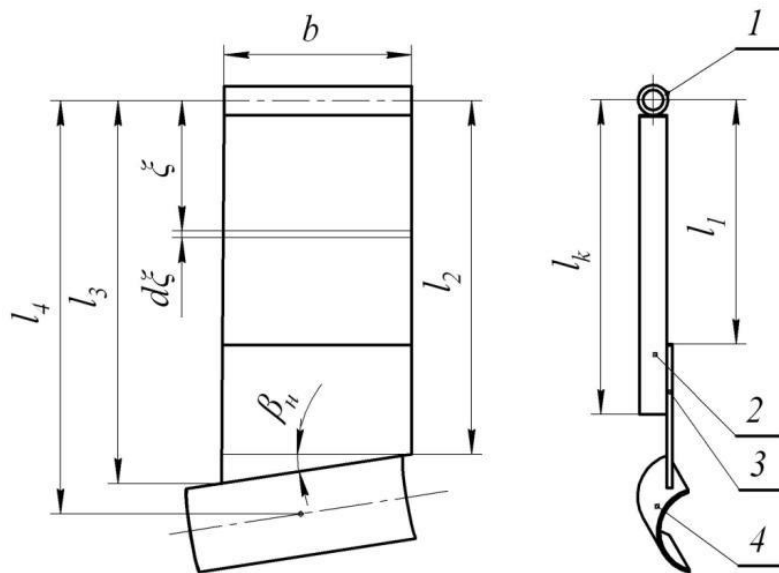


Рис. 1 – Схема робочого елемента: 1 – шарнір; 2 – копірна частина; 3 – пластинка; 4 – ніж

У результаті розрахунків моментів відцентрових сил складових реального робочого елемента, залежність (2) прийме наступний вигляд:

$$M_R = \omega^2 (a \sin 2\varphi + b \sin \varphi), \quad (3)$$

де a, b – постійні коефіцієнти, що враховують розмірно-масові параметри робочого елемента ($a = 6,8 \cdot 10^{-4}$ Нмс², $b = 2,4 \cdot 10^{-3}$ Нмс²). Тоді сумарний момент інерції робочого елемента відносно осі підвісу $J = 1,587 \cdot 10^3$ кг/м².

З врахуванням конкретних значень конструкційних параметрів диференційне рівняння коливань робочого елемента навколо осі підвісу (1) набуде остаточного вигляду:

$$J\ddot{\varphi} + \omega^2 (a \sin 2\varphi + b \sin \varphi) = 0. \quad (4)$$

Дане нелінійне рівняння було розв'язане чисельними методами на ПК [3] та проведено дослідження впливу початкової фази руху робочого елемента на період його коливань, що відображено на графіках рис. 2.

З графіків (рис. 2) видно, що із збільшенням початкової фази руху зменшується період коливань робочого елемента, а отже і час відновлення його робочого положення перед наступним копіюванням. Зважаючи на це, в якості робочого діапазону необхідно вибирати максимальні значення початкової фази руху робочого елемента.

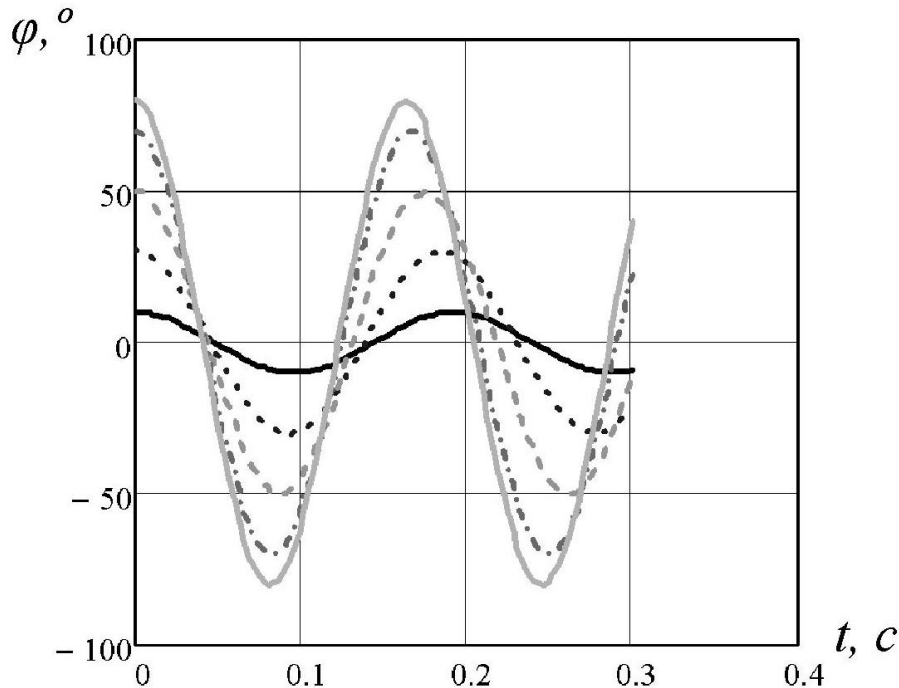


Рис. 2 – Вплив початкової фази руху робочого елемента на його період коливань

Висновки

1. Отримано нелінійне диференціальне рівняння махових коливань робочого елемента копірно-роторного відокремлювача гички цукрових буряків. При його чисельному вирішенні визначаються конструктивно-технологічні параметри робочого органу в залежності від необхідного часу відновлення початкового положення.

2. Встановлено, що для забезпечення мінімального часу відновлення робочим елементом відокремлювача гички необхідно в якості робочого діапазону вибирати максимальні значення початкової фази.

Список використаних джерел

1. Булгаков В.М. Теорія робочого процесу видалення гички з коренеплодів цукрових буряків / В.М. Булгаков, А.М.Борис // Науковий вісник національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2011. – Вип. 166,ч.1. – 350 с.
2. Гуляев В.И. Колебания систем твердых и деформируемых тел при сложном движении / В.И.Гуляев, П.П. Лизунов // – К.: Вища школа, 1989. – 197 с.
3. Фильчаков П.Ф. Справочник по высшей математике / П.Ф. Фильчаков. –

- К.: Наукова думка, 1974. – 743 с.
4. Погорельый Л.В., Татьянко Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. –232 с.
 5. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: учебн. пособие [для высш. технич. заведений] / С. М. Тарг. – М.: Вища школа, 1986. – 416 с.
 6. Борис А.М. Теоретичне дослідження копёрно-роторного гичкозрізувального апарата / А. М. Борис // Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий тематичний науковий збірник. – Глеваха: 2011. – Вип. 95. – С. 50-57.

Аннотация

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОТДЕЛИТЕЛЯ БОТВЫ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

Булгаков В.М., Борис А.М.

Приведены результаты теоретических исследований колебаний рабочих элементов отделителя ботвы. Установлено влияние начальной фазы движения рабочего элемента на период его колебаний. Определен рабочий диапазон колебаний рабочего элемента.

Abstract

THEORETICAL BACKGROUND PARAMETERS SEPARATOR TOPS SUGAR BEET

V. Bulgakov, A. Boris

The results of theoretical investigations of oscillations work item separator tops. The influence of the initial phase of movement of the working element during its oscillation. Specified operating range fluctuations desktop item.

ЗМІСТ

| | |
|---|-----------|
| ДО ПОБУДОВИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ БАРАБАННОГО ЗЕРНОВОГО СКАЛЬПЕРАТОРА..... | 5 |
| <i>Тищенко Л.М., Богданович С.А.</i> | |
| РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ЗЕРНОВОГО СЕПАРАТОРА А1-БЦСМ-100 С РАЗРАБОТАННЫМИ РЕШЕТАМИ | 9 |
| <i>Тищенко Л.Н., Пивень М.В., Харченко С.А., Бредихин В.В.</i> | |
| МАШИНОВИКОРИСТАННЯ В ЗЕМЛЕРОБСТВІ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІВНІВ ГОСПОДАРСТВ В ЗОНІ ЛІСОСТЕПУ ТА СТЕПУ ХАРКІВСЬКОЇ ОБЛАСТІ | 15 |
| <i>Харченко С.О., Анікеєв О.І., Калюжний О.Д., Качанов В.В., Циганенко М.О., Красноруцький О.М.</i> | |
| СОГЛАСОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ СООТНОШЕНИЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ ВАЛКА ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ..... | 20 |
| <i>Мельник В.И., Романащенко А.А.</i> | |
| ТЕХНОЛОГІЧНА ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА МАШИННИХ АГРЕГАТІВ ПРИ ВИКОНАННІ ОСНОВНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ | 33 |
| <i>Зубко В.М.</i> | |
| ВЕРОЯТНОСТНО-СТАТИСТИЧЕСКИЕ ОЦЕНКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ АГРЕГАТА ДЛЯ СПЛОШНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ..... | 41 |
| <i>Чигрин А.Г., Чигрина С.А.</i> | |
| ПРИМЕНЕНИЕ ТРЕХМЕРНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПОСЕВА ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР ДЛЯ ОЦЕНКИ ПОТЕРЬ УРОЖАЯ..... | 44 |
| <i>Мельник В.И., Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Мохамед</i> | |
| ДО ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЧАСУ СКОШУВАННЯ ГРЕЧКИ В ВАЛКИ | 55 |
| <i>Барабаш О.Г.</i> | |
| АНАЛІЗ РОЗПОДІЛЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ У ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНІЙ ЗАВІСІ..... | 59 |
| <i>Рудницька Г.В.</i> | |
| МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ПОКРЫТИЯ ЛИСТОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ РАСТВОРОМ ПЕСТИЦИДА ПРИ АЭРОЗОЛЬНОЙ ОБРАБОТКЕ | 66 |
| <i>Сидоренко И.Д.</i> | |
| ОБҐРУНТУВАННЯ МАКСИМАЛЬНОГО КУТА ПІДЙОМУ СИПУЧИХ ДОБРІВ ЖИВИЛЬНИМ УСТРОЄМ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ШНЕКОВОГО РОЗПОДІЛЬЧОГО ОРГАНУ.. | 71 |
| <i>Сівцов О.В.</i> | |
| МАЛОНАПІРНИЙ РОЗПИЛЮВАЧ ОПРИСКУВАЧА РІДКИХ ХІМІКАТІВ..... | 76 |
| <i>Калюжний О.Д., Рідний Р.В., Меджидов Р.Р.</i> | |
| ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ОСАДІВ СТІЧНИХ ВОД В ЯКОСТІ ОРГАНО-МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ В УМОВАХ УКРАЇНИ..... | 80 |
| <i>Рудницький Є.М.</i> | |
| СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ОЧИСТКИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА И РАЗРАБОТКА ЦИКЛОНА АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИН ... | 89 |
| <i>Харченко С.А., Гаек Е.А.</i> | |
| РАСПЫЛИТЕЛИ ДЛЯ ХИМИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ РАСТЕНИЙ..... | 95 |
| <i>Мельник В.И., Сыровицкий К.Г.</i> | |

| | |
|--|------------|
| ПОКРАЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ПО ЦИКЛАХ З ПРОДОВЖЕНИМ СТИСКОМ..... | 102 |
| <i>САНДОМИРСЬКИЙ М.Г.</i> | |
| ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ЧОТИРИТАКТНОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ПОЛІПШЕННЯ ГАЗООБМІНУ В ЦИЛІНДРАХ | 106 |
| <i>КУЧАВА О.О., ДЮНДИК С.М.</i> | |
| РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ | 112 |
| <i>ВАРВАРОВ Л.М.</i> | |
| ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНІВ ММЗ Д-262.2S2 НА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНАХ..... | 119 |
| <i>ПОГОРІЛИЙ В.В., МАКАРЕНКО М.Г., МАКАРЕНКО О.М., ЛИТВИНЦЕВ М.С., СМІРНОВ Є.М.</i> | |
| МЕТОДИКА ВИБОРУ РЕЖИМУ РОБОТИ МТА ПРИ ВИКОРИСТАННІ РІЗНИХ ВИДІВ ПАЛИВА..... | 126 |
| <i>ШУЛЯК М.Л., КАШИН Д.В.</i> | |
| ДИНАМІЧНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ..... | 131 |
| <i>ЛЕБЕДЕВ А.Т., АРТЬОМОВ М.П.</i> | |
| СИНТЕЗ БЕЗСТУПІНЧАСТИХ ДВОПОТОКОВИХ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАКТОРНИХ ТРАНСМІСІЙ | 142 |
| <i>САМОРОДОВ В.Б., БОНДАРЕНКО А.І., ПОДМОЛОДА Д.А.</i> | |
| ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРІЇ ГРАФІВ В СТРУКТУРНОМУ СИНТЕЗІ ГОМТ | 153 |
| <i>САМОРОДОВ В.Б., МИТЦЕЛЬ М.О.</i> | |
| ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ҐРУНТООБРОБНО-ПОСІВНОГО АГРЕГАТУ ПРИ ДИФЕРЕНЦІАЦІЇ МАСИ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ЄМНОСТІ..... | 160 |
| <i>АНТОЩЕНКОВ Р.В.</i> | |
| ПУТИ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННИХ ТРАКТОРОВ | 165 |
| <i>ТКАЧЕНКО Д.И., КОЛЕСНИК И.В., КУЛАКОВ Ю.Н., ГАЙДАШ С.Г., ЗМИЕВСКИЙ В.Л.</i> | |
| ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ БАЛАСТУВАННЯМ | 171 |
| <i>МАКАРЕНКО М. Г., МАКАРЕНКО О. М., КОВАЛЬОВ О. В., ПІПЧЕНКО О. М.</i> | |
| АНАЛІЗ ФОРМИРОВАНИЯ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ТРАКТОРА ПРИ ЕГО РАБОТЕ В АГРЕГАТЕ С ПОЛУНАВЕСНЫМ СКРЕПЕРОМ С УЧЕТОМ ОСОБЕННОСТИ РАЗГРУЗКИ ПОСЛЕДНЕГО | 176 |
| <i>КАЛИНИН Е.И.</i> | |
| КОЛІСНИЙ БІ-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ НАКОПИЧУВАЧ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ..... | 182 |
| <i>ПЕТРОВ Л.М., БОРИСЕНКО Т.М.</i> | |
| АНАЛІЗ РІЗНИХ ТИПОРОЗМІРІВ ШИН З ТОЧКИ ЗОРУ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАКТОРА ХТЗ-17221 | 187 |
| <i>КУЧКОВ В. В.</i> | |
| ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАССА 30кН ТИПА ХТЗ-17022 | 194 |
| <i>АНТОЩЕНКОВ Р. В., АНТОЩЕНКОВ В. М., ГОЛУБНИЧИЙ М. А., ШАПОВАЛОВ Д.І.</i> | |

| | |
|---|------------|
| КОРОТКОЧАСНА ОДНОКРАТНА КОРЕКЦІЯ САК | 201 |
| <i>Єсіпов О.В., Поляшенко С.О., УКРАЇНЕЦЬ О.С.</i> | |
| ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОСТІ ТРАКТОРІВ СЕРІЇ ХТЗ-160 | 205 |
| <i>Шушляпін С.В., Савченко А.Ю.</i> | |
| ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПОЛОЖЕННЯ ТРАНСПОРТЕРА КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ | 209 |
| <i>Поляшенко С.О., Єсіпов О.В., СТЕПАНОВА А. С., Роляк О.А.</i> | |
| ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ РЕЗУЛЬТАТОВ В ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ..... | 216 |
| <i>Задорожня В.В.</i> | |
| ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ КРИТЕРІЮ МЕХАТРОННОГО УПРАВЛІННЯ СТРУКТУРОЮ СКЛАДНИХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА | 223 |
| <i>СІВАК І.М., ЧОВНЮК Ю.В.</i> | |
| ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА МОСТОВОГО ТИПУ | 229 |
| <i>ЛОВЕЙКІН В.С., РОМАСЕВИЧ Ю.О.</i> | |
| ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ І.І. БЛЕХМАНА ДЛЯ АНАЛІЗУ ВПЛИВУ ВЕРТИКАЛЬНИХ ВІБРАЦІЙ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА НА МАЯТНИКОВІ КОЛИВАННЯ ВАНТАЖУ У ПРОЦЕСАХ ПУСКУ МОСТОВИХ КРАНІВ | 243 |
| <i>ЛОВЕЙКІН В.С., ЧОВНЮК Ю.В., ДІКТЕРУК М.Г., ПОЧКА К.І.</i> | |
| ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МЕХАНІЗМА ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА ЗА КРИТЕРІЄМ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОЇ ЗМІНИ РУШІЙНОГО МОМЕНТУ | 253 |
| <i>ЛОВЕЙКІН В.С., РИБАЛКО В.М., МЕЛЬНИЧЕНКО В.В.</i> | |
| АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ АГРЕГАТУВАННЯ ЗАСОБІВ ДЛЯ МЕХАНІЗАЦІЇ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ..... | 262 |
| <i>ПАСТУХОВ В.І., СКОФЕНКО С.М., ФЕСЕНКО Г.В., МІЛЕНІН А.М.</i> | |
| ПІДГОТОВКА ВОДИ ДЛЯ КРАПЛИННОГО ЗРОШЕННЯ..... | 270 |
| <i>ПАСТУХОВ В.І., ТАРАСЕНКО В.В.</i> | |
| ИДЕНТИФИКАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПСЕВДОВЯЗКОСТИ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ, ДВИЖУЩЕЙСЯ НА ПЛОСКОМ ВИБРОРЕШЕТЕ..... | 282 |
| <i>ТИЩЕНКО Л.Н., ОЛЬШАНСКИЙ В.П., КАРНАДУД Р.В., ОЛЬШАНСКИЙ С.В.</i> | |
| ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСУ ДООЧИЩЕННЯ НАСІННЯ КОНЮШИНИ РОЖЕВОЇ НА ВІБРИФРИКЦІЙНОМУ ОЧИСНИКУ З ВИКОРИСТАННЯМ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ..... | 289 |
| <i>ШЕПТУР О.А., МИХАЙЛОВ А.Д., ВІНОКУРОВ М.О., НІКІТІН С.П., ШЕПТУР А.О.</i> | |
| УПРОЩЕНЫЙ РАСЧЁТ ДАЛЬНОСТИ ПОЛЁТА ЧАСТИЦ УДОБРЕНИЙ, ВЫЛЕТАЮЩИХ С РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ | 293 |
| <i>ОЛЬШАНСКИЙ В.П., ОЛЬШАНСКИЙ С.В.</i> | |
| ДО ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА СТІЙКІСТЬ ШАРУ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ ПРИ ОЧИСТКІ НА КОНУСНО-КАСКАДНІЙ ПОВЕРХНІ ПНЕВМОСЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ... | 297 |
| <i>ТИЩЕНКО Л.М., СЛІПЧЕНКО М.В.</i> | |
| РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СТЕНДУ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ ТА ПОСІВНИХ МАШИН | 302 |
| <i>КАРТАШОВ С.Г., ДЯДЯ В.М., ДУДКА В.С.</i> | |

| | |
|--|------------|
| ДО ПИТАННЯ ОДНОЗЕРНОВОГО ВИСІВУ НАСІННЯ | 308 |
| <i>ГЕВКО Б.М., ЛОТОЦЬКИЙ Р.І., ПАВЕЛЬЧУК Ю.Ф.</i> | |
| ОДНОЗЕРНОВИЙ ВИСІВНИЙ АПАРАТ..... | 312 |
| <i>ЛОТОЦЬКИЙ Р.І.</i> | |
| ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ МАТЕРІАЛЬНОЇ ЧАСТИНКИ ПО ВНУТРІШНІЙ ПОВЕРХНІ ВЕРТИКАЛЬНОГО ЦИЛІНДРА, ЯКИЙ ЗДІЙСНЮЄ ОБЕРТАЛЬНИЙ І ПОСТУПАЛЬНИЙ РУХИ.... | 316 |
| <i>ПИЛИПАКА С.Ф., КЛЕНДІЙ М.Б.</i> | |
| ВИКОРИСТАННЯ РЕОЛОГІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ПРУЖНО-В'ЯЗКОПЛАСТИЧНИХ ТІЛ ДЛЯ ОПИСУ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧОГО ОРГАНУ ВІБРОПЛУГА З ОБРОБЛЮВАНИМ ГРУНТОМ..... | 327 |
| <i>ЛОВЕЙКІН В.С., ЧОВНЮК Ю.В., ДЯЧЕНКО Л.А.</i> | |
| ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЛАКСАЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ ЗА СПРОЩЕНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРТЯ У СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРАХ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ..... | 334 |
| <i>ЛОВЕЙКІН В.С., ЧОВНЮК Ю.В., КОСТИНА О.Ю.</i> | |
| ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕЧІЇ ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ ВПОДОВЖ ЛОТКА САМОСКІДНОГО БУНКЕРА КОМБАЙНА У МЕЖАХ В'ЯЗКО-ПЛАСТИЧНОЇ МОДЕЛІ..... | 342 |
| <i>ЛОВЕЙКІН В.С., ЧОВНЮК Ю.В., ШИМКО Л.С.</i> | |
| ЩІЛЬНІСТЬ СТРІЧКИ РОЗСТЕЛЕНОЇ ЛЬОНОСОЛОМИ І ІНСТРУМЕНТАЛЬНЕ ОЦІНЮВАННЯ ВОЛОКНА | 349 |
| <i>ЛІМОНТ А.С.</i> | |
| ВИКОРИСТАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ СІВАЛКИ З ВІБРАЦІЙНО-ДИСКОВИМИ ВИСІВНИМИ АПАРАТАМИ ПРИ СІВБІ НАСІННЯ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР НА КІНЦЕВУ ГУСТОТУ..... | 359 |
| <i>ПАСТУХОВ В.І., БАКУМ М.В., КИРИЧЕНКО Р.В., ЖИВОЛУП В.В.</i> | |
| ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗСІЮВАННЯ КОМПОНЕНТІВ НАСІННЕВИХ СУМІШЕЙ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР У СУПУТНЬОМУ ПОВІТРЯНОМУ ПОТОЦІ | 366 |
| <i>БАКУМ М.В., КРЕКОТ М.М.</i> | |
| ВІБРОСЕПАРАЦІЯ НАСІННЯ ТОМАТІВ..... | 371 |
| <i>МИХАЙЛОВ А. Д.</i> | |
| РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ВИПРОБУВАНЬ МОДЕРНІЗОВАНОГО ПНЕВМАТИЧНОГО СЕПАРАТОРА НА ПОПЕРЕДНЬОМУ ОЧИЩЕННІ НАСІННЕВИХ СУМІШЕЙ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР | 376 |
| <i>ЗАЙКА П.М., БАКУМ М.В., КРЕКОТ М.М., АБДУЄВ М.М., ВОТЧЕНКО О.С., ВИНОКУРОВ Е.М., КОМПАНІЄЦЬ Г.В.</i> | |
| РЕЗУЛЬТАТИ ПОРІВНЯЛЬНИХ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СПОСОБІВ СІВБИ НАСІННЯ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР | 381 |
| <i>БАКУМ М.В., ЯЩУК Д.А.</i> | |
| ОБОСНОВАНІЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ВЫСЕВА СЕМЯН СЕЯЛКОЙ..... | 386 |
| <i>МОРОЗОВ И.В., ЯЩУК Д.А.</i> | |
| БОРОТЬБА З ЗАМОРОЗКАМИ В ПЛОДІВНИЦТВІ..... | 391 |
| <i>ПАСТУШЕНКО С.І.</i> | |
| ОСНОВНІ ЗООТЕХНІЧНІ ПОКАЗНИКИ ВИРОЩУВАННЯ ПОРОСЯТ В РІЗНИХ ПІДДОСЛІДНИХ ГРУПАХ | 395 |
| <i>СІКУН М.В., МИРОНЕНКО А.П.</i> | |

| | |
|---|------------|
| МЕТОД РАСЧЁТА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СЕМЕНА РАСТИТЕЛЬНЫХ КУЛЬТУР ДВИЖУЩИХСЯ ПО НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ В ПОТОКЕ ВОЗДУХА | 399 |
| <i>Лукьяненко В.М., Никифоров А.А.</i> | |
| ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ЗМЕНШЕННЯ УДАРНОГО ІМПУЛЬСУ ПРИ ВІДОКРЕМЛЕННІ КАЧАНІВ | 405 |
| <i>Завірюха М.В., Ракул О.І., Пилип В.Є.</i> | |
| ВПЛИВ ВІБРАЦІЙНОЇ ДІЇ НА ЯКІСТЬ КОРМОСУМІШІ ТА ПРОДУКТИВНІСТЬ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА-ЗМІШУВАЧА..... | 413 |
| <i>Ловейкін В.С., Гудова А.В.</i> | |
| ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ БІОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ В ОБЛАСТІ РЕЗОНАНСНИХ ЧАСТОТ | 421 |
| <i>Мазнева Г.Г.</i> | |
| УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТРИРІВНЕВОГО КОРМОЗМІШУВАЧА СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ | 429 |
| <i>Мироненко А.П., Сікун М.В.</i> | |
| ЕКСТРУЗІЙНА ОБРОБКА КУКУРУДЗИ З НЕТРАДИЦІЙНИМИ КОМПОНЕНТАМИ | 436 |
| <i>Шаповаленко О.І., Євтушенко О.О., Почеп В.А., Улянич І.Ф.</i> | |
| ВИБІР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРІАНТУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ | 442 |
| <i>Листопад І.О., Гладченко В.Я., Кісь В.М., Бражник М.С.</i> | |
| ДОСЛІДЖЕННЯ СПЕКТРАЛЬНОГО СКЛАДУ НИЗЬКОЧАСТОТНОЇ ВІБРАЦІЇ НА ПІДЛОЗІ КАБІНИ І СІДІННІ ВОДІЯ ТРАКТОРІВ ТИПУ Т-150К..... | 445 |
| <i>Лук'яненко В.М., Жилина О.О., Кісь В.М., Ярошик Н.В.</i> | |
| РАЦІОНАЛЬНЕ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ НА ПТАХІВНИЧИХ ФЕРМАХ | 451 |
| <i>Полянський О.С., Болтянська Н.І.</i> | |
| ДО ПИТАННЯ ВИКОРИСТАННЯ МЕТАЛОФТОРОПЛАСТОВИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ В МАШИНОБУДУВАННІ | 456 |
| <i>Листопад І.О., Галич І.В., Єфремова М.О.</i> | |
| ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ПЕНЫ В МАШИНАХ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ СРЕДСТВ ХИМИЗАЦИИ В СЛОЕ ПЕНЫ..... | 461 |
| <i>Мельник В.И., Лукьяненко А.В., Гриценко И.В., Чумак М.Б.</i> | |
| ПРИНЦИПИ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ ЕКОЛОГІЧНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ | 465 |
| <i>Лук'яненко В.М., Галич І.В., Губська Н.Є.</i> | |
| СУЧАСНІ АСПЕКТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОБЛЕМ ВИРОБНИЧОГО РИЗИКУ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦІВНИКІВ БЕЗПЕЧНИМИ УМОВАМИ ПРАЦІ | 471 |
| <i>Улітіна М.Ю., Коржик Б.М.</i> | |
| ДО МЕТОДИКИ АНАЛІЗУ ПОЖЕЖНОЇ НЕБЕЗПЕКИ | 475 |
| <i>Коржик Б.М., Корсун В.А.</i> | |
| ФОРМУВАННЯ КУЛЬТУРИ БЕЗПЕКИ У МАЙБУТНІХ БАКАЛАВРІВ НАПРЯМУ «ОХОРОНА ПРАЦІ» | 480 |
| <i>Третьяков О.В., Дашковська О.В.</i> | |

| | |
|---|------------|
| ПРО ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ ПОЖЕЖНОЇ БЕЗПЕКИ ЛІСОВИХ НАСАДЖЕНЬ СЛОБОЖАНЩИНИ | 485 |
| <i>Д'яконов В. І., Д'яконов О.В., Богомолова В.П., Карпено К. Г., Корж В.Д., Іванюкевич М.І., Фесенко Г.В.</i> | |
| СТРАТЕГІЯ ФОРМУВАННЯ ЕКОЛОГІЧНОГО КАРКАСУ МІСЬКИХ ТЕРИТОРІЙ СЛОБОЖАНЩИНИ | 488 |
| <i>Д'яконов В.І., Богомолова В.П., Д'яконов О.В., Кучеренко Е.Ю., Мамин М.С., Іванюкович М.І., Фесенко Г.В.</i> | |
| ПРИМЕНЕНИЕ НИЗКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ИЗЛУЧЕНИЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ ХИМИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА В АПК | 492 |
| <i>Дьяконов В.И., Черепнев И.А., Кириенко Н.М., Артюшенко А.В.</i> | |
| ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТРУКТУРНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ОСНОВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ В АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ САХАРНОГО ЗАВОДА | 505 |
| <i>Ляшенко С.А., Беляева И.С., Ляшенко А.С.</i> | |
| УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ АНАЛІЗУ ВИРОБНИЧОГО ТРАВМАТИЗМУ | 514 |
| <i>Присяжна Л.П., Переверзева Л.М., Винокуров М.О., Шерстюк О.В., Гречко Т.Ю.</i> | |
| АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ | 520 |
| <i>Булгаков В.М., Головач І.В., Салтисюк В.І.</i> | |
| МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ЕЛЕМЕНТА НОВОГО ВІДОКРЕМЛЮВАЧА ГИЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ | 527 |
| <i>Булгаков В.М., Борис А.М.</i> | |

ВІСНИК
ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

Випуск 135

“Механізація сільськогосподарського виробництва”

Відповідальний за випуск: Харченко С.О.

Редактори: Харченко С.О., Пастухов В.І., Лебедев А.Т., Лук’яненко В.М.,
Кірієнко М.М.

Комп’ютерна верстка: Коршунов К.С., Галич І.В., Кашин Д.В., Курченко Я.Г.,
Тіщенко І.С., Ящук Д.А.

Підписано до друку 15.03.2013. Здано до набору 15.03.2013.
Формат 60×84 1/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Офсетний друк. Умов. друк. арк. 25,2
Тираж 300 примірників

Роздруковано у друкарні ФОП Сегаль І.М.
61050, Харків, пл. Руднева, 4
Зам. № 22/10, тел. (057) – 7579382