

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ

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

ТЕХНІЧНІ НАУКИ

Випуск 148

«МЕХАНІЗАЦІЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА»

Харків 2014

УДК 631.171
ББК 40.71

Друкується за рішенням вченої ради Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка від 27.02.2014 р., протокол № 6

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

Редакційна колегія:

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

Технічний секретар: **Жиліна О.О.**

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

Наукове фахове видання
Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка
Випуск 148

«Механізація сільськогосподарського виробництва»

ISBN 5-7987-0176 X

© Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2014 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.

ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ТОКА ЗЕРНОВОГО ПОТОКА В БАРАБАННОМ СКАЛЬПЕРАТОРЕ

Богданович С.А., ассистент

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Предложен метод построения линий тока зернового потока в барабанном скальператоре, совпадающих с траекториями движения частиц

Постановка проблемы. Для повышения эффективности процесса сепарирования барабанным скальператором на вращательное движение его барабана накладывается вибрация. Особенностью процесса скальперирования является незатрудненное прохождение зерновых частиц через отверстия решета, определяющим этапом этого процесса является движение через зерновой слой к поверхности решета.

Анализ последних исследований. Исследования по движению сыпучей смеси раньше сводились к исследованиям движения плоской частицы. Более точно описывается этот процесс с использованием динамики вязкой жидкости, механики сыпучих сред [1], [2], [3]. Линия тока – это линия, в каждой точке которой вектор скорости является касательным к ней. В случае, когда движение среды является стационарным, эти линии совпадают с траекториями движения частиц.

Цель исследования. Определение влияния вибрации приложенной к цилиндрическому барабанному решету на процесс движения частиц зернового вороха в барабанном скальператоре с последующим проецированием линий тока.

Результаты исследования. При исследовании движения сыпучей среды линии тока описываются следующими дифференциальными соотношениями

$$\frac{dx}{d v_x} = \frac{dy}{d v_y} = \frac{dz}{d v_z} = d\xi, \quad (1)$$

содержащими некоторый параметр ξ . Это соответствует параметрическому заданию линии тока, как пространственной кривой. Соотношения (1) можно записать в виде системы обыкновенных автономных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dx}{d\xi} = v_x(x, y, z) \\ \frac{dy}{d\xi} = v_y(x, y, z) \\ \frac{dz}{d\xi} = v_z(x, y, z) \end{cases} \quad (2)$$

Указывая начальные значения $x_0 = x(\xi_0), y_0 = y(\xi_0), z_0 = z(\xi_0)$, тем самым выделяем конкретную линию тока в сплошной среде. В рассмотренном случае система уравнений (2) имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{dx}{d\xi} = u(z) \cos(\alpha(z)) - y w(z) \alpha'(z) \\ \frac{dy}{d\xi} = u(z) \sin(\alpha(z)) + x w(z) \alpha'(z) \\ \frac{dz}{d\xi} = w(z) \end{cases} \quad (3)$$

Из этих соотношений видно, что третье уравнение можно рассматривать отдельно и независимо от переменных x, y , а в первых двух - переменную z можно рассматривать как параметр. Решение первых двух уравнений дает зависимости:

$$x = x(\xi, x_0, y_0, z), y = y(\xi, x_0, y_0, z), \quad (4)$$

которые определяют кривую в плоскости поперечного сечения $S(z)$, представляющую собой проекцию линии тока на указанную плоскость.

Проекции скоростей зернового потока на плоскость xOy привязаны к соответствующим точкам этой плоскости, расположенным в сегменте $S(z)$.

Для вывода соответствующего плоского векторного поля $\vec{v}_{xy} = (v_x(x, y, z), v_y(x, y, z))$ удобно задать распределение точек в прямоугольнике, взяв равномерное распределение точек по каждой из осей $O\xi, O\eta$ (рис. 1). Тогда координаты точки M в исходной системе координат (x, y) связаны с координатами вновь введенной системы координат (ξ, η) :

$$\begin{aligned} x &= h \cos \alpha - \eta \sin \alpha + \xi \cos \alpha \\ y &= h \sin \alpha + \eta \cos \alpha + \xi \sin \alpha \end{aligned}$$

По заданному множеству координат $\xi_i (i = \overline{1, n}), \eta_k (k = \overline{1, m})$ определяем соответствующие координаты в исходной системе x_i, y_k . Выбираем из указанного множества точек те, которые лежат внутри области $S(z)$. Связываем с этими точками вектора $\vec{v}_{xy, ik}$ с компонентами:

$$\begin{aligned} v_{x, ik} &= u(x_i, y_k, z) - y_k w(z) \alpha' \\ v_{y, ik} &= u(x_i, y_k, z) + x_i w(z) \alpha' \end{aligned} \quad (5)$$

используя указанные координаты точек и проекции векторов, можно строить векторные поля.

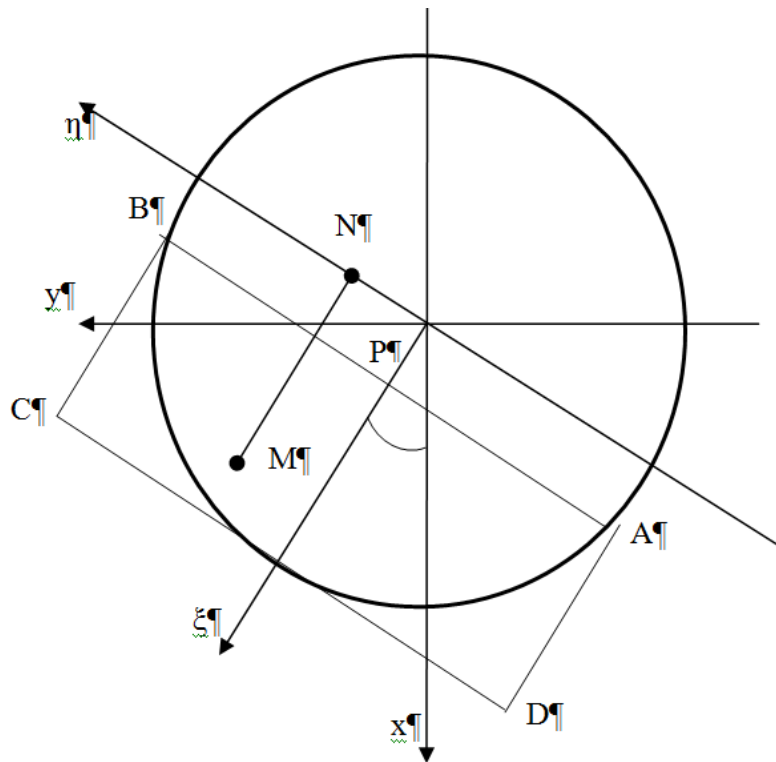


Рис.1 – К определению проекций скоростей зернового потока

По зависимости (5) используя математическую модель процесса скальперирования, приведенную в [3], с помощью программы Matlab произведен расчет и визуализация линий тока зернового вороха для барабанного скальператора А1Б3О.

На рис.2 показаны проекции линий тока зернового потока на плоскость xOy для разных значений расстояния z от начала подачи : в начале ($z = 0,1\text{м}$), в середине ($z = 0,6\text{м}$) и вблизи конца ($z = 1\text{м}$) цилиндрического решета скальператора без приложения вибрации (только вращение) (а) и с приложением вибраций (б). Видно, что линии тока пересекают поверхность цилиндра S_0 , что соответствует состоянию просеивания зерна через отверстия решета, однако, при только вращательном движении решета это пересечение неблагоприятно для просеивания зерновой фракции вороха.

На рис. 3 приведены проекции линий тока при различных направлениях колебаний: продольных (направленных вдоль оси барабана) и поперечных (направленных перпендикулярно оси барабана). Линии тока при поперечных колебаниях решета пересекают поверхность решета более благоприятным для просеивания образом.

1. Линии тока зернового потока в барабанном скальператоре позволяют судить о благоприятности условий просеивания.

2. При приложении вибрации к вращательному движению барабана линии тока более благоприятны для просеивания, чем при только вращательном движении барабана.

3. При поперечных колебаниях линии тока более благоприятны для просеивания, чем при продольных колебаниях.

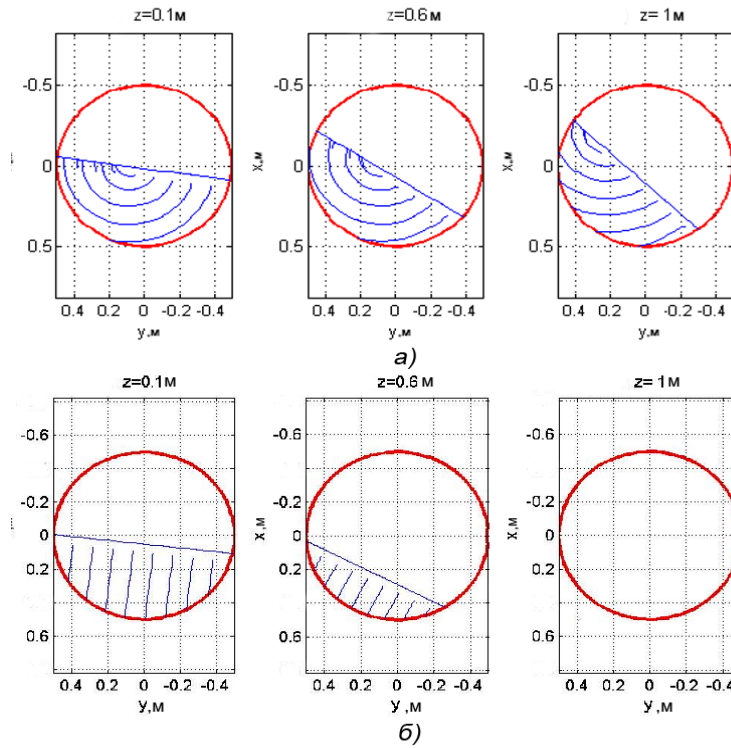


Рис. 2 – Проекция линий тока зернового потока при различных расстояниях z от начала подачи: а – при только вращательном движении решета; б – с приложением вибрации

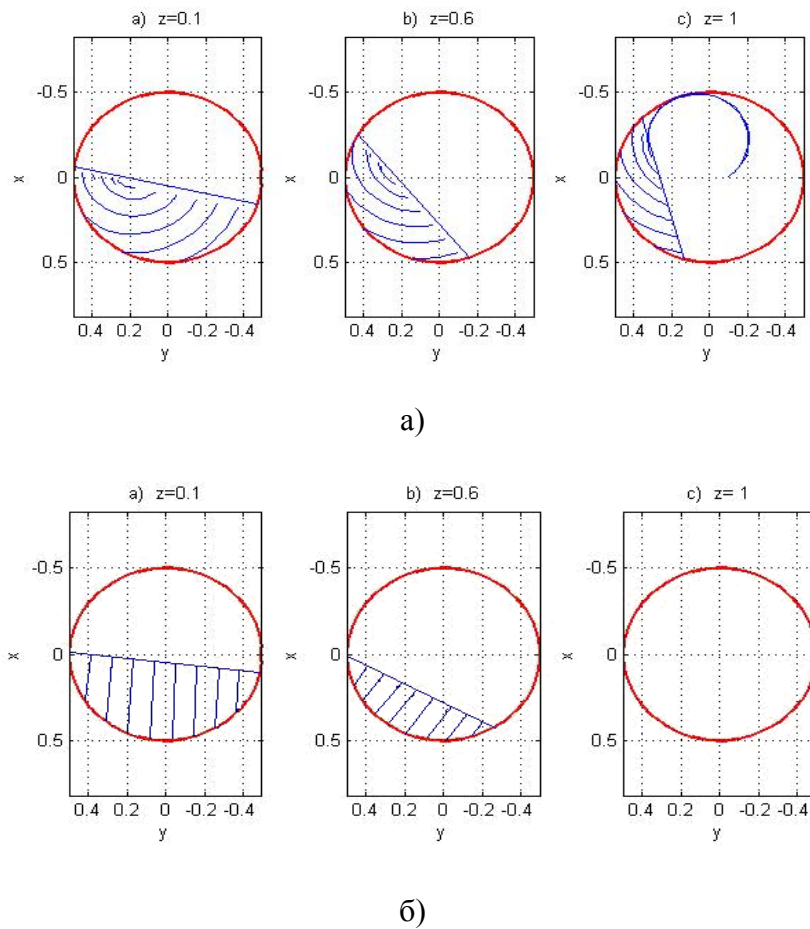


Рис. 3 – Проекция линий тока в различных поперечных плоскостях по длине решета z : а – при продольных колебаниях; б – то же при поперечных колебаниях

Список использованных источников

1. Седов Л.И. Механика сплошных сред. Т.1 /Л.И. Седов - М.: Наука, 1976. - 536 с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г.Лойцянский - М.: Наука, 1978. - 727 с.
3. Тіщенко Л.М. До побудови математичної моделі технологічного процесу барабанного зернового скальператора / Л.М.Тіщенко, С.А.Богданович // «Механізація сільськогосподарського виробництва». Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка, вип.135, Харків, 2013. С.5-9.

Анотація

ПОБУДОВА ЛІНІЙ СТРУМУ ЗЕРНОВОГО ПОТОКУ В БАРАБАННОМУ СКАЛЬПЕРАТОРІ

Богданович С.

Запропоновано метод побудови ліній струму зернового потоку в барабанному скальператорі, що збігаються з траєкторіями руху частинок

Abstract

BUILDING LINE CURRENT GRAIN FLOW DRUM SKALPERATORS

S. Bogdanovich, as.

Proposed method of construction streamlines the grain flow in the drum scalperator, coinciding with the trajectories of the motion of particles

УДК 534.1, 539.3

РАСЧЁТ КОЛЕБАНИЙ МЕХАНИЗМОВ С ПЕРЕМЕННОЙ МАССОЙ ЗВЕНЬЕВ МЕТОДОМ ВБК

Ольшанский В.П., д. ф.-м. наук, проф.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Ольшанский С.В., к. ф.-м. наук,

Национальный технический университет “ХПИ”

Показано, что инженерный расчёт нестационарных колебаний механизмов с переменной массой или жёсткостью звеньев, которые приводятся к системе с одной степенью свободы, удобно проводить методом ВБК. При соблюдении определённых ограничений на скорость изменения параметров, указанный метод приводит к компактным приближённым решениям высокой точности.

Постановка проблемы. Исследованию колебаний механизмов с переменной массой звеньев уделено мало внимания со стороны учёных

аграриев, связанных с механизацией сельскохозяйственного производства. На актуальность этого направления исследований указывал ещё основатель земледельческой механики В.П. Горячкин в начале 20-го века, что подчёркивал в предисловии к монографии [1] его ученик И.И. Артоболевский. Но во времена В.П. Горячкина уровень развития науки и вычислительной техники не позволил должным образом развивать динамику тела переменной массы. Позже это направление интенсивно развивалось в связи с запросами ракетостроения и менее активно в других технических отраслях, включая производство и эксплуатацию сельхозмашин. Но современный уровень методов математического моделирования позволяет успешно проводить анализ динамики механизмов сельхозмашин, масса которых меняется в ходе технологического процесса: посева, орошения, посева удобрений, уборки урожая, а также при загрузке и разгрузке транспортных средств сыпучими грузами.

Колебания механизмов с монотонно (непериодически) меняющейся массой или жёсткостью на некотором интервале времени описываются дифференциальными уравнениями с переменными коэффициентами, что усложняет их аналитическое решение. В отдельных случаях решения таких уравнений удаётся выразить через функции Бесселя [2,3,4,5]. Чтобы не использовать в инженерных расчётах специальные функции, в монографии [1] дифференциальное уравнение с переменными коэффициентами на коротких промежутках времени заменяют уравнением с постоянными коэффициентами и припасовывают результаты решения упрощённых задач Коши. Вследствие такого упрощения, непрерывное изменение массы или жёсткости приближённо описывается кусочно-постоянной функцией со скачками её значений на краях промежутков разбиения. Для проведения расчёта с высокой точностью приходится рассматриваемый интервал времени разбивать на много участков, что загромождает исследование. В связи с этим здесь предлагается другой способ упрощения расчёта, базирующийся на ВБК–методе, который распространён в физических исследованиях [6,7]. Как и другие асимптотические методы, [8,9] при медленном изменении параметров осциллятора, он приводит к компактным расчётным формулам.

Целью работы является вывод и апробация формул для расчёта свободных затухающих колебаний упругих звеньев механизмов при различных законах монотонного изменения массы звеньев во времени.

Основные соотношения метода ВБК. Указанный метод позволяет приближённо выразить в общей аналитической форме решение дифференциального уравнения второго порядка

$$\ddot{y} - [\rho^2 f(t) + \varphi(t)]y = 0. \quad (1)$$

где: ρ – безразмерный большой параметр;
 $f(t)$ и $\varphi(t)$ – некоторые функции времени t , причём в рассматриваемой области изменения t $f(t) \neq 0$; точкой обозначены производные по t .

Согласно ВБК – методу, фундаментальные решения уравнения (1) приближённо представляются интегралами [6], [10]:

$$y_j(t) = \exp\left(\int v_j(t) dt\right), \quad j = \overline{1,2}, \quad (2)$$

где

$$v_{1,2} = \pm \rho u_0 + u_1 \pm \frac{1}{\rho} u_2 + O\left(\frac{1}{\rho^2}\right); \quad u_0 = \sqrt{f(t)}; \quad (3)$$

$$u_1 = -\frac{\dot{u}_0}{2u_0}; \quad u_2 = \frac{\varphi(t) - \dot{u}_1 - u_1^2}{2u_0}$$

Используя выражения (2) и (3), рассмотрим колебания системы с одной степенью свободы, получаемой в результате приведения к ней всего механизма. Ограничимся исследованием двух законов изменения массы звеньев.

Изменение массы осциллятора по экспоненциальному закону. Для такого случая изменения движущейся массы m имеем:

$$m = m(t) = m_0 \exp(\lambda t). \quad (4)$$

где: m_0 – начальное значение массы,

λ – характеризует скорость изменения массы, которая при $\lambda > 0$ возрастает, а при $\lambda < 0$ – убывает.

Свободные колебания осциллятора, с учётом реактивной силы и силы вязкого сопротивления, описываем уравнением:

$$\ddot{x} + \left(\lambda + \frac{\mu}{m_0} e^{-\lambda t}\right) \dot{x} + \frac{c}{m_0} e^{-\lambda t} x = 0, \quad (5)$$

где: x – перемещение осциллятора;

μ – коэффициент вязкого сопротивления;

c – коэффициент жёсткости пружины.

Построим решение уравнения (5) при начальных условиях:

$$x(0) = x_0; \quad \dot{x}(0) = \dot{x}_0 \quad (6)$$

где: x_0 и \dot{x}_0 – перемещение и скорость осциллятора при $t = 0$.

Точное аналитическое решение задачи (5), (6) при $\mu = 0$ выражается через функции Бесселя [4]. Далее построим приближённое решение задачи Коши, когда $\mu \geq 0$.

Введением новой переменной

$$\xi = \exp(-\lambda t); \quad \dot{\xi} = -\lambda \xi,$$

выражения (5) и (6) преобразуем к форме:

$$\frac{d^2 x}{d\xi^2} - \frac{\mu}{m_0 \lambda} \frac{dx}{d\xi} + \frac{c}{m_0 \lambda^2 \xi} x = 0; \quad (7)$$

$$x|_{\xi=1} = x_0; \quad \left. \frac{dx}{d\xi} \right|_{\xi=1} = -\frac{\dot{x}_0}{\lambda}; \quad (8)$$

Решение уравнения (6) ищем в виде:

$$x = y \exp(\mu_1 \xi), \quad \mu_1 = \frac{\mu}{2m_0 \lambda}. \quad (9)$$

Подстановкой (9) в (7) получаем

$$\frac{d^2 y}{d\xi^2} + \left(\frac{c}{m_0 \lambda^2 \xi} - \mu_1^2 \right) y = 0. \quad (10)$$

Если в уравнении (1) заменить: $t \rightarrow \xi$; $f(t) \rightarrow \xi^{-1}$; $\varphi(t) \rightarrow \mu_1^2$ и положить $\rho = \omega_0 |\lambda|^{-1}$; $\omega_0 = (c/m_0)^{1/2}$, то оно перейдет в (10). Поэтому, согласно (2) и (3):

$$u_0 = \frac{i}{\sqrt{\xi}}; \quad i = \sqrt{-1}; \quad u_1 = \frac{1}{4\xi}; \quad u_2 = -\frac{i\sqrt{\xi}}{2} \left(\mu_1^2 + \frac{3}{16\xi^2} \right);$$

$$y_{1,2} = \xi^{1/4} \exp \left\{ \pm i \left[2\rho\sqrt{\xi} - \frac{1}{\rho} \left(\frac{1}{3} \mu_1^2 \xi^{3/2} - \frac{3}{16\sqrt{\xi}} \right) \right] \right\}. \quad (11)$$

Учитывая (9) и (11), общее решение уравнения (7) представим в виде:

$$x = \left(\frac{\eta}{\eta_0} \right)^{1/2} \exp \left[\mu_1 \left(\frac{\eta^2}{\eta_0^2} - 1 \right) \right] \left\{ c_1 \cos \left[\eta - \frac{2}{\eta_0} \left(\mu_1^2 \frac{\eta^3}{3\eta_0^3} - \frac{3}{16} \frac{\eta_0}{\eta} \right) - \alpha \right] + \right.$$

$$\left. + c_2 \sin \left[\eta - \frac{2}{\eta_0} \left(\mu_1^2 \frac{\eta^3}{3\eta_0^3} - \frac{3}{16} \frac{\eta_0}{\eta} \right) - \alpha \right] \right\}. \quad (12)$$

где: $\eta = \eta_0 \sqrt{\xi}$, $\eta_0 = 2\rho$; $\alpha = \eta_0 - \frac{2}{\eta_0} \left(\frac{\mu_1^2}{3} - \frac{3}{16} \right)$;

c_1, c_2 – произвольные постоянные.

Подставив (12) в (8), находим постоянные:

$$c_1 = x_0; \quad c_2 = \frac{-2\dot{x}_0 / \lambda - (0,5 + 2\mu_1)x_0}{\eta_0 \left(1 - \frac{2}{\eta_0^2} \mu_1^2 - \frac{3}{8\eta_0^2} \right)}.$$

Обычно на практике $\eta_0 \gg 1$. Поэтому в инженерных расчётах наряду с (12) можно использовать и более грубое решение:

$$x = \left(\frac{\eta}{\eta_0} \right)^{1/2} \exp \left[\mu_1 \left(\frac{\eta^2}{\eta_0^2} - 1 \right) \right] [c_1 \cos(\eta - \eta_0) + c_2 \sin(\eta - \eta_0)] \quad (13)$$

где: $c_1 = x_0$; $c_2 = -\frac{1}{\eta_0} \left[\frac{2\dot{x}_0}{\lambda} + (0,5 + 2\mu_1)x_0 \right]$.

Из (12) следует компактная формула для приближённого вычисления мгновенной частоты свободных колебаний осциллятора

$$\omega_c = \left| \frac{d}{dt} \left[\eta - \frac{2}{\eta_0} \left(\mu_1^2 \frac{\eta^3}{3\eta_0^3} - \frac{3}{16} \frac{\eta_0}{\eta} \right) \right] \right|.$$

Выполнив дифференцирование, получаем

$$\omega_c = \omega_c(t) = \omega_0 \sqrt{\xi} \left(1 - \frac{2\mu_1^2 \xi}{\eta_0^2} - \frac{3}{8\eta_0^2 \xi} \right). \quad (14)$$

Если исходить из приближённого решения (13), то

$$\omega_c(t) = \omega_0 \sqrt{\xi} = \sqrt{\frac{c}{m_0}} \exp \left(-\frac{1}{2} \lambda t \right).$$

Согласно (12) и (13), изменение амплитуд колебаний во времени описываем выражением

$$am x = \left(\frac{\eta}{\eta_0} \right)^{1/2} \exp \left[\mu_1 \left(\frac{\eta^2}{\eta_0^2} - 1 \right) \right] \sqrt{c_1^2 + c_2^2}.$$

При $\lambda < 0$, когда ξ и η возрастают с ростом t , происходит увеличение и amx . Как видим, уменьшение массы осциллятора сопровождается ростом его амплитуд колебаний. Наоборот, увеличение массы осциллятора приводит к уменьшению amx во времени, т.е. к затуханию колебаний.

Далее рассмотрим другой вариант изменения $m(t)$.

Изменение массы осциллятора по дробно-линейному закону. В этом случае

$$m = m(t) = \frac{m_0}{1 + \gamma t}. \quad (15)$$

Колебания осциллятора с учётом реактивной силы и силы вязкого сопротивления описываются уравнением

$$\frac{m_0}{1 + \gamma t} \frac{d^2 x}{dt^2} - \frac{m_0 \gamma}{(1 + \gamma t)^2} \frac{dx}{dt} + \mu \frac{dx}{dt} + cx = 0. \quad (16)$$

Введением новой переменной

$$\xi = 1 + \gamma t,$$

уравнение (16) преобразуем к форме

$$\frac{d^2 x}{d\xi^2} + \left(\frac{\mu \xi}{m_0 \gamma} - \frac{1}{\xi} \right) \frac{dx}{d\xi} + \frac{c}{m_0 \gamma^2} \xi x = 0. \quad (17)$$

Неизвестное перемещение x представляем произведением

$$x = \sqrt{\xi} \exp\left(-\frac{1}{4} \frac{\mu}{m_0 \gamma} \xi^2\right) \cdot y. \quad (18)$$

После подстановки (18) в (17), для определения y , получаем выражение

$$\frac{d^2 y}{d\xi^2} + \left(\frac{c}{m_0 \gamma^2} \xi - \frac{1}{4} \mu_2^2 \xi^2 - \frac{3}{4 \xi^2} \right) y = 0. \quad (19)$$

где: $\mu_2 = \frac{\mu}{m_0 \gamma}$.

Если в уравнении (1) заменить $t \rightarrow \xi$; $f(t) \rightarrow \xi$; $\varphi(t) \rightarrow \frac{1}{4} \mu_2^2 \xi^2 + \frac{3}{4 \xi^2}$ и положить $\rho = \omega_0 |\gamma|^{-1}$; $\omega_0 = (c/m_0)^{1/2}$, то оно перейдёт в (19). Поэтому, согласно (2) и (3):

$$\begin{aligned}
u_0 &= i\sqrt{\xi}; \quad u_1 = -\frac{1}{4\xi}; \quad u_2 = -\frac{i}{8}\left[\mu_2^2\xi^{3/2} + \frac{7}{4}\xi^{-5/2}\right]; \\
y_1 &= \frac{1}{\sqrt[4]{\xi}} \cos\left[\frac{2}{3}\rho\xi^{3/2} - \frac{1}{8\rho}\left(\mu_2^2\frac{2}{5}\xi^{5/2} - \frac{7}{6}\xi^{-3/2}\right)\right]; \\
y_2 &= \frac{1}{\sqrt[4]{\xi}} \sin\left[\frac{2}{3}\rho\xi^{3/2} - \frac{1}{8\rho}\left(\mu_2^2\frac{2}{5}\xi^{5/2} - \frac{7}{6}\xi^{-3/2}\right)\right];
\end{aligned} \tag{20}$$

Учитывая (18) и (20), общее решение уравнения (17) приближённо представляем в виде

$$\begin{aligned}
x &= \sqrt[4]{\xi} \exp\left[-\frac{1}{4}\mu_2^2(\xi^2 - 1)\right] \left\{ c_3 \cos\left[\frac{2}{3}\rho\xi^{3/2} - \frac{1}{8\rho}\left(\mu_2^2\frac{2}{5}\xi^{5/2} - \frac{7}{6}\xi^{-3/2}\right) - \beta\right] + \right. \\
&\quad \left. + c_4 \sin\left[\frac{2}{3}\rho\xi^{3/2} - \frac{1}{8\rho}\left(\mu_2^2\frac{2}{5}\xi^{5/2} - \frac{7}{6}\xi^{-3/2}\right) - \beta\right] \right\}.
\end{aligned} \tag{21}$$

где: $\beta = \frac{2}{3}\rho - \frac{1}{8\rho}\left(\frac{2}{5}\mu_2^2 - \frac{7}{6}\right);$

c_3, c_4 – произвольные постоянные.

Решение (21) удовлетворяет начальным условиям (6), когда:

$$c_3 = x_0; \quad c_4 = \frac{\dot{x}_0/\gamma - \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{2}\mu_2^2\right)x_0}{\rho - \frac{1}{8\rho}\left(\mu_2^2 + \frac{7}{4}\right)}.$$

При медленном изменении массы, когда $\rho \gg 1$, вместо (21), в инженерных расчётах можно использовать и более простое решение

$$x = \sqrt[4]{\xi} \exp\left[-\frac{1}{4}\mu_2^2(\xi^2 - 1)\right] \left[c_3 \cos\left(\frac{2}{3}\rho(\xi^{3/2} - 1)\right) + c_4 \sin\left(\frac{2}{3}\rho(\xi^{3/2} - 1)\right) \right], \tag{22}$$

где: $c_3 = x_0; \quad c_4 = \frac{1}{\rho} \left[\frac{\dot{x}_0}{\gamma} - \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{2}\mu_2^2\right)x_0 \right].$

Из (21) следует формула для приближённого вычисления мгновенной частоты свободных колебаний осциллятора

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c}{m_0}(1 + \gamma t)} \left[1 - \frac{1}{8\rho^2} \left(\mu_2^2 \xi^2 + \frac{7}{4} \xi^{-2} \right) \right].$$

Если не учитывать слагаемых, пропорциональных ρ^{-2} , то

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c}{m_0}(1 + \gamma t)}.$$

Изменение амплитуд колебаний во времени описывается выражением

$$amx = \sqrt[4]{\xi} \exp\left[-\frac{1}{4}\mu_2^2(\xi^2 - 1)\right] \sqrt{c_3^2 + c_4^2}$$

Заметим, что построенное методом ВБК решение, нельзя применять в расчётах колебаний осциллятора возрастающей массы, когда $1 + \gamma t \rightarrow 0$.

Числовые результаты и их анализ. Показательный закон изменения массы. Проверим точность предложенных приближённых формул (12) и (13). Для этого примем следующие исходные данные: $m_0 = 100$ кг; $\lambda = 0,05$ с⁻¹; $c = 1000$ кг/с², $\dot{x}_0 = 0,1$ м/с, $x_0 = 0,02$ м и разные значения коэффициента вязкого трения μ .

В таблице представлены перемещения осциллятора в метрах, вычисленные в различные моменты времени t . В первой строке записаны результаты численного интегрирования уравнения (5), а во второй и третьей строчках – перемещения, вычисленные по формулам (12) и (13) соответственно.

Как видно из табл., предложенные приближённые формулы с высокой точностью описывают колебательный процесс и вполне подходят для практических расчётов. Как указывалось выше, более простой в использовании является формула (13).

Дробно-линейный закон изменения массы. Проверим точность предложенных приближённых формул (21) и (22). Для этого примем следующие исходные данные: $m_0 = 100$ кг; $\gamma = 0,05$ с⁻¹; $c = 1000$ кг/с², $\dot{x}_0 = 0,1$ м/с; $x_0 = 0,02$ м и $\mu = 6$ кг/с.

На рис. нанесены траектории полученные путём численного интегрирования уравнения (16) (самая тонкая линия на рисунке), а также по формулам (21) и (22) которые совпадают (жирная линия на рисунке).

Из рисунка видно, что приближённые формулы (21) и (22) обладают высокой точностью, из них более простая (22).

Таблица – Значения перемещения осциллятора, полученные тремя способами, численным интегрированием уравнения (5) и по формулам (12) и (13)

t, c	$\mu = 3 \text{ кг/с}$	$\mu = 6 \text{ кг/с}$	$\mu = 9 \text{ кг/с}$
5	0,0093	0,0087	0,0082
	0,0093	0,0087	0,0082
	0,0092	0,0087	0,0082
10	-0,0077	-0,0068	-0,0060
	-0,0077	-0,0068	-0,0060
	-0,0078	-0,0069	-0,0061
25	0,0075	0,0061	0,0050
	0,0075	0,0061	0,0050
	0,0075	0,0061	0,0049
50	0,0045	0,0035	0,0027
	0,0045	0,0035	0,0027
	0,0044	0,0034	0,0026
75	0,0081	0,0060	0,0045
	0,0081	0,0060	0,0045
	0,0082	0,0061	0,0046
100	-0,0031	-0,0023	-0,0017
	-0,0031	-0,0023	-0,0017
	-0,0033	-0,0025	-0,0018

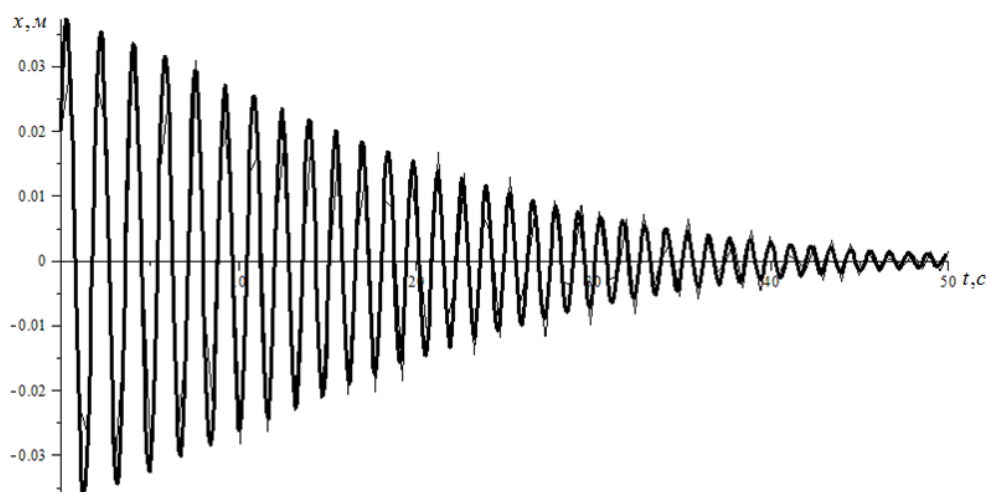


Рис. – Значения перемещения осциллятора, полученные тремя способами, численным интегрированием уравнения (16) и по формулам (21) и (22)

Выводы. Применением ВБК метода построены приближённые аналитические решения уравнений движения механизма, масса которого изменяется по экспоненциальному или дробно линейному законам. Точность решений проверена путём сравнения результатов расчёта по приближённым формулам с результатами численного интегрирования исходных дифференциальных уравнений. Подтверждена эффективность метода ВБК в расчётах колебаний механизмов с переменной массой звеньев.

Список использованных источников

1. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. / А.П. Бессонов – М.: Наука, 1967. – 267 с.

2. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1977. – 340 с.
3. Cveticanin L. Dynamics of Machines with Variable Mass. / L. Cveticanin. Taylor & Francis Ltd, – 1998. – 300 p.
4. Ольшанський В.П. Вільні коливання осцилятора змінної маси / В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукр. наук.-техн. журнал. – Вінниця. Вип.2(70). – 2013. – С. 57-59.
5. Ольшанский В.П. Моделирование колебаний осциллятора линейно-переменной массы при импульсном нагружении / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вісник НТУ “ХПІ”: Математичне моделювання в техніці та технологіях, – 2013, № 37 (1010). – С. 125-130.
6. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям / Э. Камке – М. Наука, 1976. – 576 с.
7. Karnakov V.M. WKB Approximation in Atomic Physics / V.M. Karnakov, V.P. Krainov – Springer, 2013. – 176 p.
8. Митропольский Ю.А. Избранные труды в 2-х томах / Ю.А. Митропольский – К.: Наукова думка, 2012. – 504 с.
9. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М.: Наука, 1974. – 504 с.
10. Ольшанский В.П. ВБК – метод в расчётах колебаний механизмов с переменной массой звеньев / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград: КНТУ, 2013, вип. 43, Ч.1. – С. 108-113.

Анотація

РОЗРАХУНОК КОЛИВАНЬ МЕХАНІЗМІВ ЗІ ЗМІННОЮ МАСОЮ ЛАНОК МЕТОДОМ ВБК

Ольшанський В., Ольшанський С.

Показано, що інженерний розрахунок нестационарних коливань механізмів зі змінною масою або жорсткістю ланок, які зводяться до системи з одним ступенем свободи, зручно проводити методом ВБК. При виконанні певних обмежень на швидкість зміни параметрів у часі, вказаний метод приводить до компактних наближених розв'язків високої точності.

Abstract

CALCULATION OF OSCILLATION MECHANISMS WITH VARIABLE MASS UNITS BY WKB APPROXIMATION

V. Olshanskii, S. Olshanskii

It is shown that nonstationary oscillations engineering calculation mechanisms with variable mass or stiffness of links that lead to a system with one degree of freedom is conveniently carried out by WKB. Subject to certain restrictions on the rate of change of the parameters, this method leads to compact approximate solutions of high accuracy.

ДО РОЗРАХУНКУ КОЛИВАНЬ МЕХАНІЗМІВ ПРИ СПІЛЬНІЙ ДІЇ СИЛ СУХОГО І В'ЯЗКОГО ТЕРТЯ

**Бурлака В.В., к.т.н., Ольшанський В.П., докт. фіз.-мат. наук,
Малець О.М., асис.**

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Запропоновано компактні формули для обчислень амплітуд затухаючих коливань систем з одним ступенем вільності при спільній дії сил сухого і в'язкого тертя. Показано використання одержаних формул до розв'язування прямої і оберненої задач.

Постановка проблеми. У спрощених розрахунках коливань у теорії механізмів і машин, зазвичай математичні моделі механізмів зводять до системи з одним ступенем вільності [1], [2], [3]. Якщо ведуть дослідження малих лінійних переміщень $x(t)$ у часі t , то їх описують рівнянням

$$m\ddot{x} + \mu\dot{x} + F_T \text{sign}(\dot{x}) + cx = 0, \quad (1)$$

де m , c - зведені маса і пружність системи;
 μ - коефіцієнт в'язкого тертя; крапкою над x позначено похідні за часом t .

Коли досліджують малі кутові коливання, то використовують рівняння

$$I\ddot{\varphi} + \mu\dot{\varphi} + M_T \text{sign}(\dot{\varphi}) + c\varphi = 0 \quad (2)$$

У ньому I - зведений момент інерції механізму; c - його крутильна жорсткість; M_T - момент сухого тертя; φ - кут повороту.

Розглядаючи вільні коливання, традиційно окремо враховують або тільки силу в'язкого опору або тільки сухого тертя. Та часто в реальних умовах роботи механізмів одночасно діють обидві сили опору. Тому тут будемо враховувати їх спільну дію.

Метою роботи є одержання розрахункових формул для обчислення амплітуд вільних затухаючих коливань зведеного механізму, зумовлених дією сил пружності та опору.

Основна частина роботи. Змінюючи позначення, від (1) легко перейти до (2) і навпаки. Тому зупинимось лише на розв'язуванні рівняння (1) при початкових умовах

$$x(0) = x_0 < 0; \quad \dot{x}(0) = 0, \quad (3)$$

приймаючи, що в положенні статичної рівноваги $x = 0$, а $c|x_0| > F_T$.

Розглянемо рух на проміжку часу $t \in (0, t_1)$, що відповідає першому розмахові коливаний. У цей проміжок часу напрям руху осцилятора збігається з напрямом вісі ox і рівняння (1) спрощується до

$$m\ddot{x} + \mu\dot{x} + cx = -F_T. \quad (4)$$

У випадку переміщення маси по горизонтальній площині сила тертя пов'язана з масою залежністю Кулона $F_T = fmg$, де f - коефіцієнт тертя ковзання; g - прискорення вільного падіння. Якщо ковзання відбувається по площині, нахиленій під кутом α до горизонту, то $F_T = fmg \cos \alpha$.

Загальним розв'язком рівняння (4):

$$x(t) = \exp(-\beta t) [a_1 \cdot \cos(\omega t) + a_2 \cdot \sin(\omega t)] - \frac{F_T}{c}. \quad (5)$$

Тут $\beta = \frac{\mu}{2m}$; $\omega = \sqrt{\frac{c}{m} - \beta^2}$; a_1, a_2 - довільні сталі.

Взявши похідну з (5), одержуємо вираз швидкості руху

$$\dot{x}(t) = -\exp(-\beta t) [(a_1\beta - a_2\omega)\cos(\omega t) + (a_1\omega + a_2\beta)\sin(\omega t)]. \quad (6)$$

Підставивши (5) і (6) в (3), одержуємо два рівняння, з яких знаходимо сталі:

$$a_1 = x_0 + \frac{F_T}{c}; \quad a_2 = \frac{\beta}{\omega} a_1.$$

Отже, вираз швидкості спрощується і набуває вигляду

$$\dot{x}(t) = -a_1 \left(\omega + \frac{\beta^2}{\omega} \right) \exp(-\beta t) \sin(\omega t). \quad (7)$$

Із (7) випливає, що осцилятор зупиниться, закінчивши перший розмах, коли $t = t_1 = \frac{\pi}{\omega}$. При цьому амплітудне відхилення від положення рівноваги, згідно з (5), становить

$$|x_1| = \left(|x_0| - \frac{F_T}{c} \right) q - \frac{F_T}{c},$$

де: $q = \exp(-\beta t_1) = \exp\left(-\frac{\mu\pi}{2m\omega}\right)$.

Повторивши викладені дії, для обчислення амплітуди в кінці другого розмаху, знаходимо вираз

$$|x_2| = \left(|x_1| - \frac{F_T}{c} \right) q - \frac{F_T}{c} = \left(|x_0| - \frac{F_T}{c} \right) q^2 - 2F_T(q+1) + \frac{F_T}{c}.$$

Узагальнивши його на випадок k -го розмаху, приходимо до формули

$$|x_k| = \left(|x_0| - \frac{F_T}{c} \right) q^k - 2 \frac{F_T}{c} \frac{1-q^k}{1-q} + \frac{F_T}{c}. \quad (8)$$

Зазначимо, що при запису (8) скористалися формулою суми членів геометричної прогресії.

В частинних випадках із (8) випливають загальновідомі залежності, а саме при $F_T = 0$: $|x_k| = |x_0| q^k$; $\mu = 0$: $|x_k| = |x_0| - 2k \frac{F_T}{c}$.

Щоб одержати останню залежність треба виконати в (8) граничний перехід, спрямувавши $q \rightarrow 1$.

Осцилятор зупиниться, зробивши k розмахів, коли $|x_k| = F_T c^{-1}$. Це дозволяє розв'язати зворотню задачу, тобто знайти таке початкове відхилення $|x_0|$, при якому відбудеться k повних розмахів. Воно становить

$$|x_0| = \frac{F_T}{c} \left(\frac{2}{q^k} \frac{1-q^k}{1-q} + 1 \right). \quad (9)$$

У випадку відсутності в'язкого тертя формула (9) набуває відомого вигляду [4]

$$|x_0| = \frac{F_T}{c} (2k + 1).$$

Таким чином, використовуючи (8) і (9), можна обчислити амплітуди затухаючих коливань при спільній дії сил в'язкого і сухого тертя або знайти потрібне початкове відхилення, при якому відбудеться задане число розмахів.

Вище розглядали вільні коливання, спричинені початковим відхиленням. Але причиною коливань може бути і початкова швидкість (одержаний зовні імпульс). Тому далі розглянемо рух осцилятора за початкових умов

$$x(0) = 0; \quad \dot{x}(0) = v_0. \quad (10)$$

Підставивши вирази (5) і (6) в (10), одержуємо значення сталих

$$a_1 = \frac{F_T}{c}; \quad a_2 = \frac{1}{\omega} \left(v_0 + \beta \frac{F_T}{c} \right).$$

Тоді, у відповідності з (6), перша зупинка осцилятора відбудеться при $t = t_*$, де t_* найменший корінь рівняння

$$-v_0 \cos(\omega t_*) + (a_1 \omega + a_2 \beta) \sin(\omega t_*) = 0.$$

Таким коренем є

$$t_* = \frac{1}{\omega} \operatorname{arctg} \frac{v_0}{a_1 \omega + a_2 \beta}.$$

Підставивши це значення $t = t_*$ в (5), одержуємо відхилення від положення рівноваги в момент зупинки

$$|x_1| = \exp(-\beta t_*) [a_1 \cos(\omega t_*) + a_2 \sin(\omega t_*)] - \frac{F_T}{c}.$$

Якщо виявиться, що $|x_1| \leq F_1 c^{-1}$, то осцилятор зупиниться і далі рухатись не буде. У випадку, коли $|x_1| > F c^{-1}$, осцилятор продовжить рух і обчислення його наступних амплітуд коливань зводиться до використання (8).

При розрахунках кутових коливань зведеного механізму у одержаних вище формулах треба замінити m, F_T, x відповідно на I, M_T, φ .

Розглянемо результати розрахунків. Для проведення обчислень приймаємо $m = 3 \text{ кг}$; $c = 1962 \text{ Н}$; $F_T = 5,886 \text{ Н}$; $x_0 = 0,063 \text{ м}$ і різні значення μ . Результати обчислень по формулі (8) подано в табл.1.

Таблиця 1 –Значення $|x_k|$ при різних μ

k	$100 x_k , \text{ м}$				
	$\mu = 0$	$\mu = 5, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\mu = 10, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\mu = 15, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\mu = 20, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$
1	5,7	5,116	4,587	4,107	3,670
2	5,1	4,047	3,192	2,496	1,930
3	4,5	3,082	2,055	1,313	0,778
4	3,9	2,221	1,130	0,444	0,016
5	3,3	1,425	0,376	0,194	-
6	2,7	0,716	0,238	-	-
7	2,1	0,075	-	-	-
8	1,5	-	-	-	-
9	0,9	-	-	-	-
10	0,3	-	-	-	-

Розрахунки показують, що зі збільшенням коефіцієнта в'язкого опору суттєво скорочується кількість розмахів, які робить осцилятор до повної його зупинки. Без дії сили сухого тертя така зупинка не можлива. Отже, при спільній дії сил сухого і в'язкого тертя вільні коливання проходять на скінченному проміжку часу з обмеженою кількістю розмахів.

Про вплив в'язкого тертя на початкове відхилення $|x_0|$, потрібне, щоб відбулося k -розмахів, наведена інформація в табл. 2. Результати одержано за формулою (9) при вказаних вище числових даних. Спостерігається суттєве збільшення $|x_0|$ при зростанні коефіцієнта μ . При $\mu = 0$ значення $|x_0|$ дорівнює 0,063 м, що повністю узгоджується з результатом в табл.1. Там саме при такому $|x_0|$, в умовах відсутності в'язкого тертя, осцилятор робить 10 розмахів.

Таблиця 2 – Значення $|x_k|$ при різних k і μ .

k	$100 x_k , м$				
	$\mu = 0$	$\mu = 5, \frac{кг}{с}$	$\mu = 10, \frac{кг}{с}$	$\mu = 15, \frac{кг}{с}$	$\mu = 20, \frac{кг}{с}$
3	2,1	2,517	3,051	3,743	4,649
4	2,7	3,421	4,415	5,805	7,779
5	3,3	4,422	6,088	8,612	12,511
6	3,9	5,531	8,143	12,434	19,662
7	4,5	6,760	10,666	17,638	-
8	5,1	8,122	13,764	-	-
9	5,7	9,630	-	-	-
10	6,3	11,301	-	-	-
11	6,9	13,152	-	-	-

Висновки. Одержані компактні формули дозволяють проводити розрахунок амплітуд затухаючих коливань зведеного механізму при спільній дії сил в'язкого і сухого тертя. При цьому є можливість знайти таке початкове відхилення коливальної системи від положення рівноваги, коли вона здійснить задану кількість розмахів.

Список використаних джерел

1. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев / А.П. Бессонов. – М.: Наука, 1967. – 267 с.
2. Cveticanin L. Dynamics of Machines with Variable Mass/ L. Cveticanin. – Taylor & Francis Ltd, 1998. – 300 p.
3. Поновко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний/ Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1980 – 270 с.
4. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики, Т.2 Динамика/ Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М.: Наука, 1985. – 496 с.

Аннотация

К РАСЧЕТУ КОЛЕБАНИЙ МЕХАНИЗМОВ ПРИ ОБЩЕМ ДЕЙСТВИИ СИЛ СУХОГО И ВЯЗКОГО ТРЕНИЯ

Бурлака В., Ольшанский В., Малец О.

Предложены компактные формулы для вычисления амплитуд затухающих колебаний систем с одной степенью свободы при общем действии сил сухого и вязкого трения. Показано использование полученных формул для решения прямой и обратной задачи.

Abstract

TO CALCULATION OF THE FLUCTUATIONS MECHANISM UNDER GENERAL ACTION OF POWER DRY AND VISCOUS FRICTION

V. Burlaka, V. Olshanskii, O. Malets

The compact formulas are offered for calculation of the amplitudes fading system fluctuations with one degree of the liberty under the general action of power dry and viscous friction. It is shown use got molded for decision direct and inverse problem.

УДК 633.521:631.172

КРОК ГРАБЛИН ПІДБИРАЛЬНОГО БАРАБАНА ПРЕС-ПІДБИРАЧА ТА ЩІЛЬНІСТЬ РУЛОНУ ЛЬОНОТРЕСТИ І ЇЇ ПОШКОДЖЕННЯ В УПАКОВЦІ

Лімонт А.С., к.т.н., с.н.с., Климчук В.М., к.т.н., с.н.с.

*Житомирський національний агроекологічний університет
Інститут сільського господарства Полісся НААНУ*

Визначений крок граблин підбирального барабана прес-підбирачів ПР-1,2Л і ППР-110. Досліджена зміна лінійної маси шару стебел в рулоні залежно від довжини стрічки трести, що її підбирає одна граблина підбирального барабана прес-підбирачів. Висвітлено вплив кроку граблин підбирального барабана на щільність рулону трести та її пошкодження в упаковці.

Постановка проблеми. В сучасних умовах переважна більшість виробників льону-довгунця в країнах Західної і Східної Європи, Росії і Білорусі впроваджують рулонну технологію збирання трести. Така технологія збирання трести рекомендована і для впровадження в Україні [1, 2, 3]. Тим більше що в Україні було налагоджено виробництво прес-підбирачів – основних засобів механізації за рулонної технології виробництва трести. Прес-підбирачі, що

мають пресувальні камери (ПК) змінного чи сталого об'єму, зі стрічок трести формують відповідні її упаковки – рулони. У проблемі наукового забезпечення механізованого виробництва трести залишилася поки ще нез'ясованою низка питань з формування таких рулонів. Про деякі з цих питань і йтиметься у пропонованому повідомленні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Елементи технологічного розрахунку прес-підбирачів, щодо їх використання на збиранні льонотрести, висвітлені у працях Г.А. Хайліса [4], В.М. Климчука [5], І.М. Дударєва [6], Н.О. Толстушко [7, 8, 9] та ін. Питання експериментального оцінювання формування рулонів трести прес-підбирачами знайшли висвітлення у працях [10, 11].

Прес-підбирачі для збирання трести мають, як правило, підбиральний механізм, що включає підбиральний барабан з пружинними пальцями, та пресувальну камеру, де здійснюється формування рулону. Належне формування рулону можливе за умови узгодження функціонування окремих складових прес-підбирачів, що можна подати наступним чином [9]:

$$n_c = n_{cm} v_p = n_{cb} v_{пб} = n_{cp} v_{пк}, \quad (1)$$

де: n_c – кількість стебел, що підбирають пальці підбирального барабана за одиницю часу;
 n_{cm} – кількість стебел на одному метрі довжини стрічки льону-довгунця, що розстелена льонозбиральним комбайном з шириною захвату b_p за густоти стеблостою $\Gamma_{ст}$ (шт./м²):

$$n_{cm} = b_p \Gamma_{ст}; \quad (2)$$

де: v_p – робоча швидкість руху машинного агрегату у складі з прес-підбирачем, змінюється в межах від 1,67 до 2,78 м/с (6 – 10 км/год);
 n_{cb} – кількість стебел на 1 м стеблової стрічки, що рухається в зоні дії пальців підбирального барабана;
 $v_{пб}$ – колова швидкість кінця пальця підбирального барабана прес-підбирача, в межах 3,0 – 3,5 м/с [10];
 n_{cp} – кількість стебел на 1 м довжини стеблової стрічки, що надходить від підбирального барабана і поступає в ПК перед скочуванням в рулон;
 $v_{пк}$ – швидкість нескінченних пасів на ведучих валиках ПК, що дорівнює коловим швидкостям на барабані і відбійному валику (швидкість переміщення стеблової стрічки перед ПК і початком скочування в рулон), приблизно становить 0,9 м/с.

Оскільки $v_{пб} > v_p$ і $v_{пб} > v_{пк}$, то за (1) $n_{cb} < n_{cm}$ і $n_{cb} < n_{cp}$, а $n_{cp} = (n_{cm} \cdot v_p) / v_{пк} = (b_p \Gamma_{ст} v_p) / v_{пк}$.

Маса стебел стрічки трести, що подаються в ПК за одиницю часу з урахуванням (1) становить [9]:

$$q_{\text{тр}} = m_{\text{T}} n_{\text{см}} v_{\text{р}} = m_{\text{T}} n_{\text{ср}} v_{\text{пк}}, \quad (3)$$

де: m_{T} – маса одного стебла трести (середнє значення маси стебла в стрічці на полі або що те ж маса одного стебла в шарах стебел в рулоні).

Ввівши позначення $m_{\text{T}} n_{\text{см}} = m_{\text{лт}}$ і $m_{\text{T}} n_{\text{ср}} = m_{\text{лс}}$, одержали [9], що $m_{\text{лт}}$ – лінійна маса одиниці довжини стрічки трести на полі (кг/м), а $m_{\text{лс}}$ – лінійна маса одиниці довжини стеблової стрічки в шарі рулону (кг/м). З урахуванням (3)

$$m_{\text{лс}} = (m_{\text{лт}} v_{\text{р}}) / v_{\text{пк}}, \quad (4)$$

а лінійну масу стрічки трести (кг/м), що знаходиться на полі, з урахуванням її урожайності можна подати так [5]:

$$m_{\text{лт}} = 0,01 U_{\text{лт}} b_{\text{р}}, \quad (5)$$

де: $U_{\text{лт}}$ – урожайність льонотрести, ц/га;
 $b_{\text{р}}$ – ширина захвату льонозбирального комбайна, м.

Відношення лінійної маси шару стебел в рулоні до лінійної маси стрічки трести на льонищі, яке позначили $\lambda_{\text{мс}}$, дослідники [9] назвали коефіцієнтом ущільнювання стеблової стрічки льону перед скочуванням її в рулон:

$$\lambda_{\text{мс}} = m_{\text{лс}} / m_{\text{лт}}. \quad (6)$$

У свою чергу відношення швидкостей

$$\lambda_{\text{пм}} = v_{\text{пб}} / v_{\text{р}},$$

як відомо [9], називають показником кінематичного режиму роботи підбирача.

За розрахунками [9] з урахуванням реальної урожайності трести $U_{\text{лт}}$ в межах 20–50 ц/га і захвату льонозбирального комбайна лінійна маса стрічки трести на льонищі може бути в межах 0,3–0,8 кг/м, а лінійна маса шару стебел в рулоні приймати значення від 0,56 до 2,47 кг/м. У працях [12] і [13] досліджено і з'ясовано вплив на якісні показники сформованих рулонів відповідно коефіцієнта ущільнювання стрічки трести, що поступає в прес-підбирачі, та показника кінематичного режиму їх роботи. Вважаємо, що вимагають подальших досліджень питання формування рулонів льонотрести з урахуванням кроку граблин підбирального барабана прес-підбирачів.

Мета дослідження полягала в підвищенні ефективності механізованого виробництва льонотрести шляхом поліпшення використання прес-підбирачів на її збиранні.

Завдання дослідження:

- 1) в діапазоні можливих швидкостей руху прес-підбирачів з урахуванням частоти обертання підбиральних барабанів визначити крок їхніх граблин;
- 2) дослідити вплив кроку граблин підбирального барабана прес-підбирачів на лінійну масу шару стебел трести в рулоні;
- 3) проаналізувати зміну щільності сформованих рулонів і пошкодження стебел трести в них залежно від кроку граблин підбирального барабана прес-підбирачів з урахуванням положення регулятора щільності рулонів (РЩР).

Об'єкт і методика дослідження. Об'єктом дослідження був технологічний процес підбирання трести і формування її рулонів прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 з ПК відповідно змінного і сталого об'ємів. Прес-підбирачі агрегували з трактором МТЗ-80, а урожайність трести і лінійна маса її стрічки в умовах досліду становили відповідно 21,7 ц/га і 0,33 кг/м. Досліди проводили на швидкостях руху 4,26 та 7,25 і 8,90 км/год, а частота обертання підбиральних барабанів прес-підбирачів ПР-1,2Л і ППР-110 становила відповідно 80,1 і 94,8 хв⁻¹. Регулятор щільності рулону (РЩР) встановлювали у мінімальне, основне та максимальне положення. У прес-підбирачі ПР-1,2Л мінімальне РЩР (клапана гідросистеми) відповідало відстані від маховичка до корпусу клапана 10 мм, основне – 5 мм, а максимальне – при повністю закритому клапані (нульовій відстані). У прес-підбирачі ППР-110 мінімальне РЩР відповідало відстані від кінця гвинта натягу пружини до полички його кріплення 50 мм, основне – 60 і максимальне – 70 мм. Крок граблин підбирального барабана визначає довжину стрічки трести, що її підбирає один ряд пальців барабана. Інакше крок граблин – це подача прес-підбирача або шлях, який він проходить за час входу в стрічку і виходу з неї пальців двох суміжних граблин [14]. Крок граблин $t_{гр}$ (мм) підбирального барабана прес-підбирачів визначали за формулою [14, 15]:

$$t_{гр} = 10^3 \cdot 60v_p / (n_{пб}z_{гр}),$$

де: v_p – робоча швидкість збирального агрегату у складі з прес-підбирачем, км/год;
 $n_{пб}$ – частота обертання підбирального барабана прес-підбирача, хв⁻¹;
 $z_{гр}$ – число граблин підбирального барабана.

Визначення лінійної маси шару стебел в рулоні здійснювали так. Сформований прес-підбирачем рулон без обв'язування шпагатом викидали на поле і обережно розмотували вручну. Вимірювали довжину шару стебел в рулоні та відбирали їх зразки для визначення пошкодження. З одержаних зразків відбирали 100 стебел та визначали число пошкоджених, до яких відносили стебла, що мали перелом деревини, розплющування без тріщин і розплющування з тріщинами, відкритий перелом, розрив деревини з розплющуванням волокон та скручування. Із вручну розстеленої на полі стрічки трести прес-підбирачами повторно формували рулон з його

обв'язуванням. Рулон зважували та вимірювали його діаметр і ширину, визначали об'єм та розраховували щільність упаковки. Обробку експериментальних даних [10] здійснили з використанням стандартних комп'ютерних програм.

Результати дослідження. В дослідженні крок граблин підбирального барабана змінювався в межах: у прес-підбирачі ПР-1,2Л – від 177 до 370 мм, а у прес-підбирачі ППР-110 – від 149 до 313 мм. Із збільшенням кроку граблин лінійна маса шару стебел в рулоні зростала від 0,30 до 0,63 кг/м в прес-підбирачі ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму та від 0,18 до 0,39 кг/м в прес-підбирачі ППР-110, що мав ПК сталого об'єму. На рис. 1 наведені в розрізі досліджуваних прес-підбирачів графіки зміни лінійної маси шару стебел в рулоні залежно від кроку граблин підбирального барабана.

З рис. 1 видно, що використання на збиранні трести прес-підбирача ПР-1,2Л у порівнянні з прес-підбирачем ППР-110 забезпечує дещо більше значення лінійної маси шару стебел, що сприяє зменшенню пошкодження стебел трести в рулоні [10, 11]. Якщо прогнозувати зміну лінійної маси шару стебел в рулоні залежно від кроку граблин рівняннями прямих, то міра наближення такої апроксимації до експериментальних даних оцінюється R^2 -коефіцієнтами, що дорівнюють 0,999. З рис. 1 видно, що із збільшенням кроку граблин лінійна маса шару стебел в рулоні зростає інтенсивніше в рулонах, що сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л у порівнянні з рулонами формування прес-підбирачем ППР-110. Розрахунки показали, що лінійна маса шару стебел в рулоні при збільшенні кроку граблин на 100 мм в прес-підбирачах ПР-1,2Л і ППР-110 зростає відповідно на 0,17 і 0,13 кг/м.

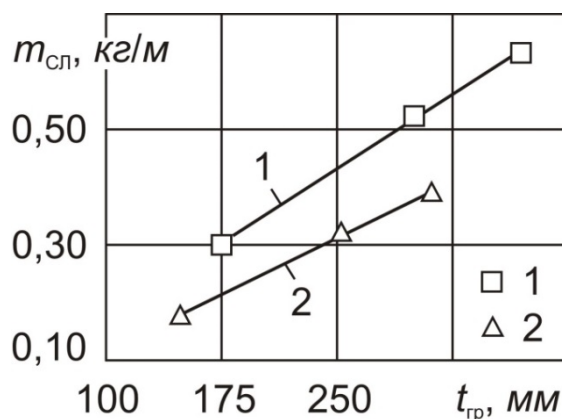


Рис. 1 – Вплив кроку граблин $t_{гр}$ при підніманні стрічки трести на лінійну масу $m_{сл}$ шару стебел льоносировини в рулоні при використанні прес-підбирачів: 1 – льяного ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму; 2 – сінного ППР-110 з ПК сталого об'єму

Дослідження показали, що із збільшенням кроку граблин щільність рулонів і пошкодження стебел трести в них зменшуються незалежно від використовуваних прес-підбирачів.

Для з'ясування характеру цього зменшення здійснено вирівнювання експериментальних даних за прямолінійними залежностями з від'ємними кутовими коефіцієнтами та криволінійними спадаючими експоненціальними, логарифмічними і степеневими функціями. Розрахунки показали, що у

більшості досліджуваних зв'язків значення R^2 -коефіцієнта максимізується за умови вирівнювання експериментальних даних рівняннями прямих, які забезпечують одержання R^2 -коефіцієнтів у межах 0,993 – 0,999.

Вплив кроку граблин на щільність рулонів трести і пошкодження стебел трести в рулонах наведений на рис. 2.

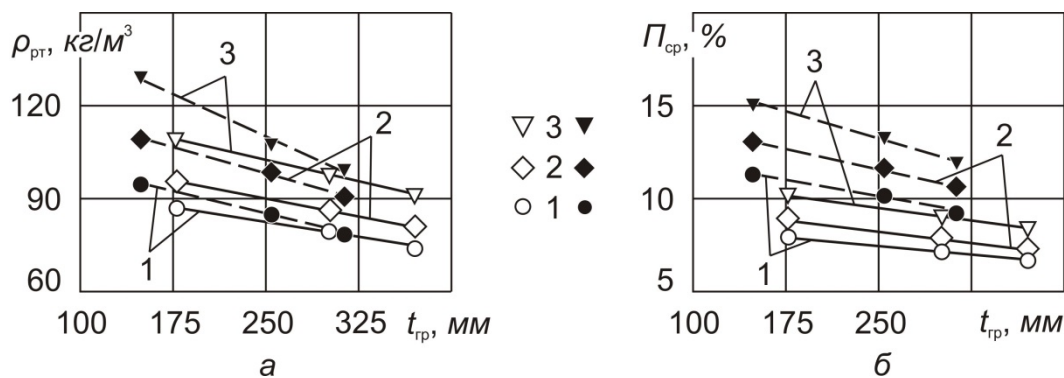


Рис. 2 – Вплив кроку граблин $t_{гр}$ на щільність рулонів трести $\rho_{рт}$ (а) та пошкодження стебел трести в рулонах $\Pi_{ср}$ (б) формування прес-підбирачем ПР-2Л з ПК змінного об'єму (суцільні лінії) і прес-підбирачем ППР-110 з ПК сталого об'єму (пунктирні лінії) за ПРЦР: 1 – мінімального; 2 – основного; 3 – максимального

Прямі на рис. 2, що інтерпретують зміну результативної ознаки залежно від факторіальної, побудовані за рівняннями, які наведені в таблиці.

Таблиця – Прогностичні функції зміни щільності рулону трести $\rho_{рт}$ (кг/м³) в чисельнику і пошкодження стебел льоносировини в рулоні $\Pi_{ср}$ (%) в знаменнику залежно від кроку граблин $t_{гр}$ (мм) підбирального барабана прес-підбирачів

Положення регулятора щільності рулону	Рівняння регресії	R^2 -коефіцієнт
Прес-підбирач ПР-1,2Л з пресувальною камерою змінного об'єму		
Мінімальне	$\rho_{рт} = 98,136 - 0,0628 t_{гр}$	0,993
	$\Pi_{ср} = 9,104 - 0,00615 t_{гр}$	0,995
Основне	$\rho_{рт} = 109,256 - 0,0773 t_{гр}$	0,999
	$\Pi_{ср} = 10,273 - 0,00781 t_{гр}$	0,999
Максимальне	$\rho_{рт} = 124,935 - 0,0912 t_{гр}$	0,999
	$\Pi_{ср} = 11,758 - 0,00881 t_{гр}$	0,999
Прес-підбирач ППР-110 з пресувальною камерою сталого об'єму		
Мінімальне	$\rho_{рт} = 109,09 - 0,0957 t_{гр}$	0,998
	$\Pi_{ср} = 13,222 - 0,0121 t_{гр}$	0,997
Основне	$\rho_{рт} = 125,692 - 0,1114 t_{гр}$	0,994
	$\Pi_{ср} = 15,276 - 0,0147 t_{гр}$	0,999
Максимальне	$\rho_{рт} = 155,648 - 0,1833 t_{гр}$	0,994
	$\Pi_{ср} = 18,117 - 0,0193 t_{гр}$	0,997

З рис. 2, крім іншого, простежується, що із зміщенням РЦР від мінімального до максимального положення на всіх рівнях кроку граблин щільність рулонів і пошкодження стебел трести в них зростають. Так, щільність рулонів зростає від $16,7 \text{ кг/м}^3$ за їх формування прес-підбирачем ПР-1,2Л при кроку граблин 370 мм до $34,1 \text{ кг/м}^3$ стосовно формування упаковок прес-підбирачем ППР-110 при кроку граблин 149 мм. На всіх рівнях кроку граблин щільність рулонів і пошкодження стебел трести в них за різних положень РЦР більші в упаковках формування прес-підбирачами ППР-110 у порівнянні з упаковками, що їх формують прес-підбирачі ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму. За умовами досліджень пошкодження стебел не перевищують 10% при формуванні рулонів прес-підбирачами ПР-1,2Л. Такий рівень пошкоджень може бути забезпечений і при використанні на збиранні трести прес-підбирача ППР-110 за умови його налагодження на крок граблин 254 і 313 мм та установки РЦР у мінімальне положення.

Висновки. Крок граблин підбирального барабана прес-підбирачів на збиранні льонотрести може мати значення в межах від 149 до 370 мм. Залежно від використовуваних прес-підбирачів лінійна маса шару стебел в рулоні зі зміною кроку граблин у вказаних межах зростає за прямолінійною залежністю від 0,18 до 0,63 кг/м. Інтенсивність цього зростання більша за формування рулонів прес-підбирачем, що має ПК змінного об'єму у порівнянні із прес-підбирачем з ПК сталого об'єму. В досліджуваних прес-підбирачів із збільшенням кроку граблин щільність рулонів і пошкодження стебел трести в них зменшуються за прямолінійними залежностями. Щільність рулонів і пошкодження стебел трести більші в упаковках формування прес-підбирачем ППР-110 у порівнянні з упаковками, що їх формує прес-підбирач ПР-1,2Л. За умовами експерименту пошкодження стебел не перевищують 10% чи знаходяться в таких межах при формуванні рулонів прес-підбирачем ПР-1,2Л. За відповідних налагоджень такий рівень пошкоджень стебел може бути досягнутий і при використанні прес-підбирача ППР-110. Зміщення РЦР від мінімального до максимального положення супроводжується підвищенням щільності рулонів і пошкодження стебел трести в них.

Напрямок подальших розвідок на нашу думку має бути спрямований на оцінювання продуктивності прес-підбирачів за їх використання на збиранні льонотрести.

Список використаних джерел

1. Гілязетдінов Р.Н. Сучасний стан механізації збирання льону-довгунця в Україні та перспективи розвитку / Р.Н. Гілязетдінов // Актуальні питання розвитку галузей льонарства та коноплярства: матеріали наук.-техніч. конф. молодих вчених (м. Глухів, 7 грудня 2006 р.). – Суми: «Ноте бене», 2007. – С. 49 – 53.
2. Залужний В. Перспективні напрямки технологій та розробки машин для приготування і піднімання лляної трести / В. Залужний, О. Сидорчук, Ю. Проценко // Техніка АПК. – 2004. – № 10 – 11. – С. 16 – 18.
3. Шейченко В.О. Льонозбиральна техніка: проблеми та перспективи

- розвитку / В.О. Шейченко // Вісн. аграр. науки. – 2010. – № 5. – С. 60 – 65.
4. Хайлис Г.А. Расчет рулонного пресс-подборщика с камерой переменного объема / Г.А. Хайлис // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1988. – № 6. – С. 37 – 39.
 5. Климчук В.М. Теоретичні основи формування рулонів льонотрести пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / В.М. Климчук // Механізація та електрифікація с. г. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2007. – Вип. 91. – С. 148 – 156.
 6. Дударев І.М. Дослідження впливу параметрів шару льоносировини на інтенсивність вентилявання / І.М. Дударев // Проблемы легкой и текстильной промышленности Украины. – 2010. – № 1 (16). – С. 69 – 72.
 7. Толстушко Н.О. Визначення сил натягу нескінченних пасів рулонного прес-підбирача / Н.О. Толстушко // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького нац. техніч. ун-ту, 2012. – Вип. 22. – С. 197 – 209.
 8. Толстушко Н.О. Визначення прогину нескінченних пасів рулонного прес-підбирача / Н.О. Толстушко // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Ред.-вид. відділ Луцького нац. техніч. ун-ту, 2012. – Вип. 23. – С. 125 – 129.
 9. Толстушко Н.О. Аналіз транспортування стрічки льону в пресувальну камеру прес-підбирача / Н.О. Толстушко, С.Ф. Юхимчук, В.Ф. Кузьменко // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького нац. техніч. ун-ту, 2013. – Вип. 24. – С. 363 – 369.
 10. Порівняння технологічних параметрів і товарних якостей рулонів льонотрести, сформованих пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / [В.М. Климчук, В.В. Любченко, В.І. Камінський, Г.І. Карпека] // Механізація та електрифікація с. г. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. 92. – С. 493 – 500.
 11. Формування рулонів льонотрести прес-підбирачами / А.С. Лімонт, В.М. Климчук, В.В. Любченко [та ін.] // Вісн. аграр. науки. – 2011. – № 8. – С. 45 – 48.
 12. Лімонт А.С. Якість упаковок льонотрести при використанні на її збиранні прес-підбирачів / А.С. Лімонт, В.М. Климчук // Конструювання, виробництво та експлуатація с.-г. машин: загальнодерж. міжвідомчий наук.-техніч. зб. – Кіровоград: Кіровоград. нац. техніч. ун-т, 2013. – Вип. 43, Ч. 1. – С. 314 – 319.
 13. Лімонт А.С. Кінематичний режим підбирального барабана прес-підбирача і формування рулону льонотрести при її збиранні / А.С. Лімонт, В.М. Климчук, О.Б. Плужніков // Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвідомчий тематичний наук. зб. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» НААНУ, 2013. – Вип. 98, Т. 1. – С. 252 – 261.
 14. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підруч. / [Войтюк Д.Г., Барановський В.М., Булгаков В.М. та ін.]; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища шк., 2005. – 464 с.
 15. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: навч. посіб. [для студ. аграр. вищ. закл. освіти III – IV рівнів акредитації зі

спец. «Механізація с. г.»] / Войтюк Д.Г., Яцун С.С., Довжик М.Я.; за ред. Д.Г. Войтюка. – Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. – 543 с.

Аннотация

ШАГ ГРАБЛИН ПОДБИРАЮЩЕГО БАРАБАНА ПРЕСС-ПОДБОРЩИКА, ПЛОТНОСТЬ РУЛОНА ЛЬНОТРЕСТЫ И ЕЕ ПОВРЕЖДЕНИЕ В УПАКОВКЕ

Лимонт А.

Определен шаг граблин подбирающего барабана пресс-подборщиков ПР-1,2Л и ППР-110. Исследовано изменение линейной массы слоя стеблей в рулоне в зависимости от длины ленты тресты, которую подбирает одна граблина подбирающего барабана пресс-подборщика. Освещено влияние шага граблин подбирающего барабана на плотность рулона тресты и ее повреждение в упаковке.

Abstract

A PITCH OF THE BALER PICKING DRUM, BALE DENSITY AND STRAW DAMAGE IN PACKING

A. Limont

The paper specifies a pitch of picking drum rakes of ПР-1,2Л and ППР-110 balers. It also studies the change in the linear of a layer of stems in a bale depending on the length of the straw strip caught by a single rake of the baler picking drum. The influence of the pitch of the picking drum rakes on bale density and straw damage in packing has been elucidated.

УДК 631.334:006.015.7

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТАНІВ І ПЕРЕХОДІВ РІЗУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ СОШНИКІВ ПРЯМОГО ПОСІВУ ПІД ДІЄЮ ЗОВНІШНІХ ФАКТОРІВ СЕРЕДОВИЩА

Бойко А.І., д.т.н., Павлюченко І.С., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

Наведено проблему забезпечення підвищення надійності агрегатів прямого посіву. Проаналізовано графи станів і переходів різучих елементів сошника. Складено стохастичні диференційні рівняння та визначено ймовірності знаходження системи в працездатному, проміжному і непрацездатному станах для можливості подальшого розрахунку функцій її готовності і відновлення.

Постановка проблеми. В останні роки тенденцією ведення посівних робіт є все більш широке застосування технологій прямого посіву. Крім переваг

стосовно зберігання властивостей ґрунту, як багатофазного середовища, прямий посів суттєво знижує енерговитрати на проведення польових робіт. Однак ефективно застосування даної технології вимагає вирішення ряду проблем як агрономічного, так і технічного характеру. Однією з таких технічних проблем є необхідність забезпечення заданого рівня надійності робочих органів.

Аналіз останніх досліджень. Встановлені характеристики потоків подій, що відбуваються з ріжучими елементами в експлуатації, відкривають можливість побудови розміченого графу станів і переходів, як графічної інтерпретації поведінки даної технічної системи при втраті і відновленні її працездатності під дією зовнішніх факторів впливу (рис. 1).

Даний граф є транзитивним [1-3]. Тобто технічна система не має поглинаючих станів. Вона в процесі роботи переходить з певними інтенсивностями із станів в стани і знаходиться в тому чи іншому стані з деякою ймовірністю $P_i(t)$. Транзитивність графу вказує на те, що технічна система з будь якого стану за певну кількість кроків може перейти в інший заданий стан. Вказана властивість представленого графу лежить в основі визначення показників надійності, що досліджуються і аналізуються. Так, відсутність поглинаючих станів і можливість блукання технічної системи по станах вказує на те, що ймовірність безвідмовної роботи $P_0(t)$ як функція часу, фактично характеризує функцію готовності $K_r(t)$ системи до виконання поставленої роботи.

Особливістю цього графу також є штучне введення додаткового фіктивного стану системи «0». Ця операція необхідна для подальшого спрощення процедур визначення ймовірностей знаходження системи в тому чи іншому станах, через які і встановлюються основні показники надійності.

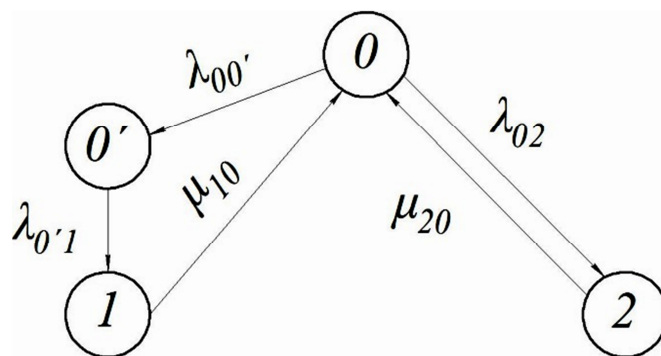


Рисунок 1 – Розмічений граф станів і переходів ріжучого робочого органу сошника при зношенні і аварійних пошкодженнях лез: «0» – працездатний стан; «0'» – проміжний (фіктивний) стан; «1» – непрацездатний стан по причині зношення і затуплення лез; «2» – непрацездатний стан по причині аварійних пошкоджень лез.

Постановка завдання. Завданням даного дослідження є визначення ймовірностей знаходження системи в працездатному стані, проміжному (фіктивному) стані, непрацездатному стан по причині зношення і затуплення лез, непрацездатний стан по причині аварійних пошкоджень лез для

подальшого розрахунку функцій її готовності і відновлення, а також для встановлення середніх термінів знаходження системи в тому чи іншому стані.

Виклад основного матеріалу. Проведення такого дослідження можливо шляхом аналітичного опису блукання системи по можливим станам на основі складання відповідних стохастичних диференціальних рівнянь [4-5].

Система диференціальних рівнянь динамічного балансу ймовірностей (рівнянь Колмогорова) представляється для даного графу наступним чином:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_0(t) = -\lambda_{00} P_0(t) + \mu_{10} P_1(t) + \mu_{20} P_2(t) - \lambda_{02} P_0(t); \\ \frac{d}{dt} P_{0'}(t) = \lambda_{00'} P_0(t) - \lambda_{0'1} P_{0'}(t); \\ \frac{d}{dt} P_1(t) = \lambda_{0'1} P_{0'}(t) - \mu_{10} P_1(t); \\ \frac{d}{dt} P_2(t) = -\mu_{20} P_2(t) + \lambda_{02} P_0(t). \end{cases} \quad (1)$$

Нормуючою умовою для даних рівнянь є сума ймовірностей

$$P_0(t) + P_{0'}(t) + P_1(t) + P_2(t) = 1. \quad (2)$$

Правомірно прийняти, що різучий робочий орган починає експлуатуватися із справного стану. Тоді початковою умовою для нього є:

$$P_0(t=0) = 1; P_{0'}(t=0) = 0; P_1(t=0) = 0; \text{ і } P_2(t=0) = 0. \quad (3)$$

Для спрощення подальшого вирішення системи рівнянь (1) доцільно перше рівняння, як саме велике і громіздке замінити на нормуючу умову (2). Тоді можна записати:

$$\begin{cases} 1 = P_0(t) + P_{0'}(t) + P_1(t) + P_2(t); \\ \frac{d}{dt} P_{0'}(t) = \lambda_{00'} P_0(t) - \lambda_{0'1} P_{0'}(t); \\ \frac{d}{dt} P_1(t) = \lambda_{0'1} P_{0'}(t) - \mu_{10} P_1(t); \\ \frac{d}{dt} P_2(t) = -\mu_{20} P_2(t) + \lambda_{02} P_0(t). \end{cases} \quad (4)$$

Звертає на себе увагу той факт, що λ, μ – характеристики (коефіцієнти), що входять як співмножники до ймовірностей станів $P_i(t)$, мають різну залежність від часу. Так, якщо при опису зношування і затуплення лез, а також їх відновлення - інтенсивності цих процесів змінюються з часом, хоча б тому що для монометалевих лез після кожного заточування спостерігається відпуск загартованого матеріалу, або при зміцненні кожен матеріал має свої зносостійкі властивості. В результаті λ – характеристики при зношуванні є функціями наробітку лез і фактично їх потрібно представляти наступним чином:

$$\lambda_{00'}(t); \lambda_{0'1}(t).$$

Але для того, щоб описувати і проводити дослідження технічної системи в рамках марківської моделі, додатково вводиться фіктивний стан «0'». Тоді час переходу системи представляється сумою двох випадкових величин з експоненціальним розподілом і параметрами $\lambda_{00'}$ і $\lambda_{0'1}$.

Цього не можна сказати про аварійні пошкодження лез. Практично всі матеріали, що використовуються для ґрунтообробних робочих органів є загартованими, або представляють собою зносостійкі наплавки, які мають високу твердість, що забезпечує їм зносостійкість. Однак, ці ж матеріали, при високій твердості мають збільшену крихкість і недостатньо протидіють ударним навантаженням. Таким чином, можна стверджувати, що аварійні пошкодження лез відбуваються в рівній мірі як для нових, так і для робочих органів, що вже пропрацювали деякий термін, тобто λ, μ – характеристики, при аварійних пошкодженнях, практично не залежать від наробітку. Тоді маємо $\lambda_{02} - const; \mu_{21} - const$.

Це дає підстави розглядати процес утворення аварійних пошкоджень як усталений потік подій, ймовірність появи яких P_2 не залежить від часу експлуатації. В такому випадку останнє рівняння системи (4) представляється як алгебраїчне.

$$0 = -\mu_{20}P_2 + \lambda_{02}P_0.$$

Звідкіля

$$P_2 = P_0 \frac{\lambda_{02}}{\mu_{20}} \quad (5)$$

Підставляючи значення ймовірності аварійних пошкоджень в інші рівняння системи (4) в загальному вигляді запишемо:

$$\begin{cases} 1 = \left(1 + \frac{\lambda_{02}}{\mu_{20}}\right) P_0(t) + P_{0'}(t) + P_1(t); \\ \frac{d}{dt} P_{0'}(t) = \lambda_{00'} P_0(t) - \lambda_{0'1} P_{0'}(t); \\ \frac{d}{dt} P_1(t) = \lambda_{0'1} P_{0'}(t) - \mu_{10} P_1(t). \end{cases} \quad (7)$$

Отримана система з трьох рівнянь має три невідомих ймовірності станів $P_0(t)$, $P_{0'}(t)$, і $P_1(t)$, що відшукуємо. Вона може вирішуватися різними методами, однак доцільним слід вважати метод з використанням перетворень Лапласа. Згідно цих перетворень маємо:

$$\begin{cases} \frac{1}{S} = \left(1 + \frac{\lambda_{02}}{\mu_{20}}\right) \varphi_0(S) + \varphi_{0'}(S) + \varphi_1(S); \\ -P_{0'}(0) + S\varphi_{0'}(S) = \lambda_{00'}\varphi_0(S) - \lambda_{0'1}\varphi_{0'}(S); \\ -P_1(0) + S\varphi_1(S) = \lambda_{0'1}\varphi_{0'}(S) - \mu_{10}\varphi_1(S). \end{cases} \quad (8)$$

Так як, $P_{0'}(0) = 0$; $P_1(0) = 0$, то після перетворень і групування членів рівнянь по невідомим запишемо:

$$\begin{cases} S\left(1 + \frac{\lambda_{02}}{\mu_{20}}\right) \varphi_0(S) + S\varphi_{0'}(S) + S\varphi_1(S) = 1; \\ -\lambda_{00'}\varphi_0(S) + (S + \lambda_{0'1})\varphi_{0'}(S) = 0; \\ -\lambda_{0'1}\varphi_{0'}(S) + (S + \mu_{10})\varphi_1(S) = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Визначник (детермінант) системи рівнянь і стовбець вільних членів представляються наступним чином:

$$\begin{vmatrix} S\left(1 + \frac{\lambda_{02}}{\mu_{20}}\right) & S & S \\ -\lambda_{00'} & S + \lambda_{0'1} & 0 \\ 0 & -\lambda_{0'1} & S + \mu_{10} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (10)$$

Висновки. Отримана квадратна матриця третього рангу допускає пряме вирішення відносно невідомих, якими є в перетвореннях Лапласа, образи ймовірностей $\varphi_0(S)$, $\varphi_0'(S)$, і $\varphi_1(S)$.

Список використаних джерел

1. Ушаков И. А. Курс теории надежности систем / И. А. Ушаков - М. : Дрофа, 2008. С. 240.
2. Половко А. М. Основы теории надежности / А. М. Половко, С. В. Гуров С-П. : БХВ-Петербург, 2006. - С. 702.
3. Проников А.С. Надежность машин / А. С. Проников - Л.: Машиностроение, 1978. - С. 592.
4. Козлов Б. Справочник по расчету надежности / Б. Козлов, И. Ушаков - М. : Советское радио, 1975. - С. 472.
5. Сандлер Д. Техника надежности систем / Д. Сандлер - М. : Наука, 1956. - С. 300.
5. Брауде В.И. Надежность подъемно-транспортных машин / В. И. Брауде, Л. Н. Семенов - Л. : Машиностроение, 1986. - С. 183.

Аннотация

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СОСТОЯНИЙ И ПЕРЕХОДОВ РЕЖУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ СОШНИКОВ ПРЯМОГО ПОСЕВА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ СРЕДЫ

Бойко А., Павлюченко И.

Приведена проблема повышения надежности агрегатов прямого посева. Составлены соответствующие стохастические дифференциальные уравнения и определены вероятности нахождения системы в работоспособном состоянии, промежуточном и неработоспособном состояниях для возможности последующего расчета функций ее готовности и возобновления.

Abstract

MATHEMATICAL MODELING OF STATE AND THE TRANSITION BLADES OF DIRECT SOWING COULTERS UNDER EXTERNAL ENVIRONMENTAL FACTORS

A. Boyko, I. Pavlyuchenko

The problem of providing of increase of reliability of aggregates of the direct sowing is resulted. The graphic arts of the states and transitions of cuttings elements of seeders. Worked out proper stochastic differential equations and probabilities of finding of the system are certain in the capable of working, intermediate and disabled states for possibility of subsequent calculation of functions of its readiness and renewal.

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ВИДІЛЕННЯ НАСІННЯ БАКЛАЖАНІВ ПЛАНЕТАРНОЮ МАШИНОЮ З ОБГРУНТУВАННЯМ ЇЇ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Думенко К.М., д.т.н., доц., Шевченко К.С., інженер

Миколаївський національний аграрний університет

В роботі наведено аналіз проблематики виділення насіння овоче-баштанних культур в умовах динаміки щорічного збільшення посівних площ під ці культури. Лабораторією інженерно-енергетичного факультету МНАУ запропоновано планетарну машину для вирішення цієї проблеми та проведено «психологічний експеримент» по визначенню найбільш впливових факторів.

Ключові слова. Насінництво, апріорне ранжування факторів, матриця рангів, критерій Пірсона, технологічні параметри.

Постановка проблеми. Підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва аграрного сектору економіки України не можливе без сучасного технологічного і технічного забезпечення сільськогосподарських виробників усіх форм власності на землю і майно, яке значною мірою впливає на динаміку соціально-економічного розвитку України.

Галузі овочівництва і баштанництва в структурі вітчизняного виробництва сільськогосподарської продукції є одними з найбільш капітало- і енергомістких.

Нині в Україні відслідковується динаміка щорічного збільшення площ під вирощування овоче – баштанних культур, що стосується баклажанів з погляду на обсяги їхнього виробництва, гостро постає проблема забезпечення якісним насіннєвим матеріалом.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Стан існуючого і відсутність нового обладнання для механізованого процесу виділення насіння овоче – баштанних культур в державі є однією з важливих проблем за такими показниками як втрати, якість і засміченість насіння, витрати праці, металоємність, енергозаощадливість і т.і. та свідчить, що його рівень не відповідає вимогам сучасного виробництва, в зв'язку із чим насінництво залишається однією із найменш механізованих галузей в Україні.

До того ж, переважна більшість існуючого обладнання призначено для застосування у великих спеціалізованих сільськогосподарських підприємствах, а фермерські господарства, що спеціалізуються у насінництві і виробники товарної продукції, як правило, використовують пристосовані машини, що за своїми технологічними параметрами аналогічні зразкам, які були розроблені наприкінці 70-х, початку 80-х років минулого століття.

Відоме вітчизняне обладнання, яке наявне на сьогодні у спеціалізованих господарствах, є морально і фізично застарілим. Крім того, в ряді створених раніше машин немає таких, що були б призначені саме для виділення насіння

баклажанів. Запозичені лінії, які застосовуються для виробництва насіння інших овочевих культур (огірків, дині, кавунів), мають низькі показники щодо якості та кількості виробленого насіння і використовують занадто велику кількість енергії та води на одиницю виробленої продукції. Всі вони передбачають повне подрібнення плоду, в результаті чого вироблене насіння не відповідає агротехнічним вимогам, у зв'язку з тим, що з'являється велика кількість частинок, рівновеликих з ним за розміром. Засміченість та втрати насіння іноді більше ніж на 20 % перевищують допустимі показники при нормативно встановленому ліміті, що складає 5-6 %. Подібна ситуація відбувається і для переважної більшості його закордонних аналогів.

Мета статті. Визначити найбільш вагомі фактори, які впливають на процес виконання технологічного процесу планетарної машини для подрібнення баклажанів за допомогою апріорного ранжування факторів («психологічний експеримент») та зробити висновок щодо їх оптимальних технологічних параметрів.

Виклад основного матеріалу. На базі проблемної науково-дослідної лабораторії конструювання енергоефективної сільськогосподарської техніки і технологій інженерно-енергетичного факультету Миколаївського НАУ розроблено планетарну машину для подрібнення насінників баклажанів, на яку отримано патент на корисну модель України № u 2012 12349 від 10.06.2013р., Бюл. № 11 (рис. 1).

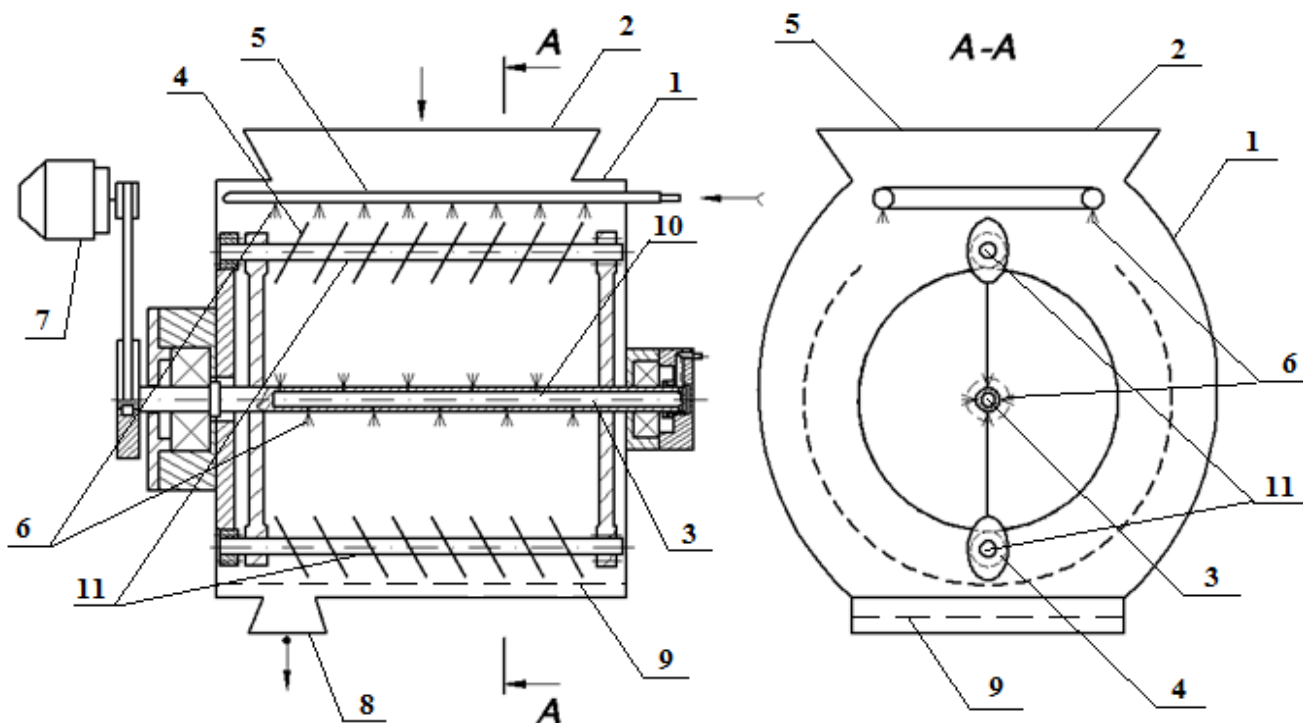


Рис. 1. Планетарна машина для подрібнення насінників баклажанів:

1 – корпус; 2 – завантажувальна горловина; 3, 10 – пустотілий ротор; 4 – ножові пластини; 5 – система водопостачання; 6 – форсунки; 7 – електродвигун; 8 – вивантажувальна горловина; 9 – решето; 11 – пустотілі бичі.

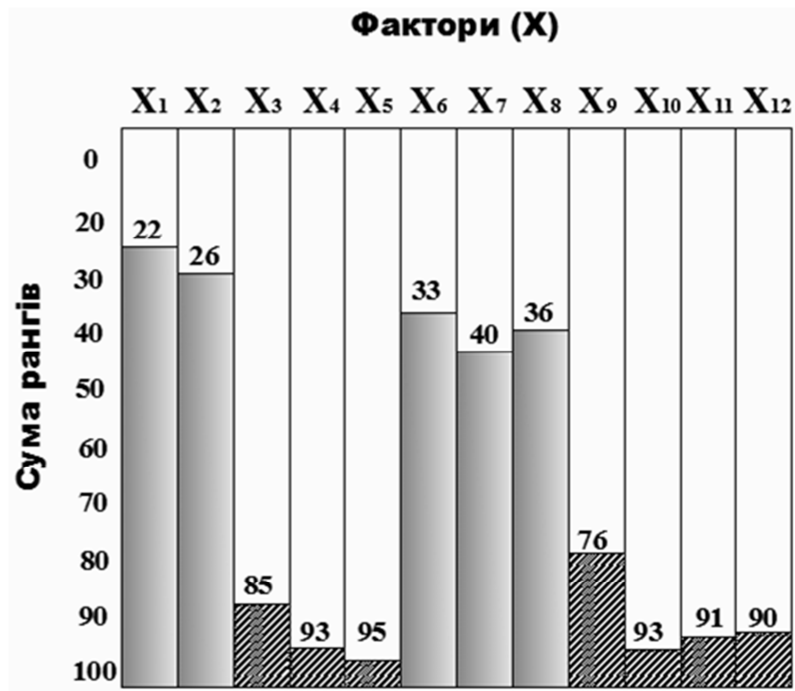


Рис. 2 – Діаграма ранжування факторів, які впливають на якість роботи машини до статистичної оцінки їх значимості

Для визначення найбільш вагомих факторів, які впливають на процес виконання технологічного процесу, було використано апріорне ранжування факторів («психологічний експеримент») з послідуною побудовою і аналізом діаграми ранжування факторів. Основні фактори, що одержані способом експериментального відсіювання, які впливають на якість роботи планетарної машини для подрібнення насінників баклажанів з їх умовними позначеннями та рівняннями їх варіювання.

Фактори:

- | | |
|--|--|
| X ₁ - вологість мацерованих насінників; | X ₇ - величина подачі маси насінників на переробку; |
| X ₂ - швидкість обертання бичів; | X ₈ - зазор «бич-решета»; |
| X ₃ - матеріал решета; | X ₉ - інтенсивність подачі води до середини барабану; |
| X ₄ - кількість бичів; | X ₁₀ - розмір отворів решета; |
| X ₅ - матеріал бичових пластин; | X ₁₁ - коефіцієнт живого перетину решета; |
| X ₆ - кут нахилу лопатки бича; | X ₁₂ - кут направлення форсунок в системі водопостачання. |

Результати опитування спеціалістів представлені в вигляді матриці рангів і наведені в додатку. Переконавшись в узгодженості думок спеціалістів, можна побудувати діаграму рангів. При побудові цієї діаграми по вісі абсцис відкладали фактори в порядку пониження їх рангу, а по вісі ординат – суми рангів для відповідного фактору.

Для визначення найбільш вагомих факторів, які впливають на технологічний процес ми використовуємо критерій Пірсона.

Розрахункове значення χ^2_p порівнюють з табличними значеннями з розподілу Пірсона, який знайдений для прийнятого рівняння значимості і числа ступеней вільності $f = 11$. Досліджено, що фактори $X_2, X_3, X_5, X_9, X_{10}, X_{11}, X_{12}$ можна не враховувати в подальших дослідженнях, так як ($\chi^2_p \geq \chi^2_i$) і стверджувати, що гіпотеза про значимість перерахованих факторів не приймається.

Якщо проаналізувати відкинуті фактори, можна сказати, що фактор X_3 – матеріал решета, дійсно не впливає на якість роботи, адже насінник подається на переробку в мацерованому вигляді і насіннева маса і робоча поверхня решета не створюють опору між собою. До цього ж показника можна віднести фактори X_4 – кількість бичів та X_5 – матеріал бичових пластин. Інтенсивність подачі води до середини барабану – X_9 – не є суттєвим показником, адже процес виділення насіння відбувається шляхом перетирання плодів. Фактори X_{10} (розмір отворів решіт) та X_{11} (коефіцієнт живого перетину решета) також не є вирішальними під час роботи машини. Що до фактору X_{12} – кута направлення форсунок в системі водопостачання – то він не впливає на чистоту насіння.

В результаті чого для подальшого розрахунку, було використано 5-факторний, 3-х рівневий план Хартлі. Внаслідок чого фактори впливу отримали нову градацію: вологість мацерованих насінників (X_1), швидкість обертання бичів (X_2), кут нахилу лопатки бича (X_3), величина подачі маси насінників на переробку (X_4) та зазор «бич-решето» (X_5). Повторність проведення досліду по кожному з критеріїв оптимізації склала 3 рази у кожному з 27 запланованих експериментів.

Після статистичної обробки експериментальних даних на ПК отримані математичні моделі для засміченості (ЗН) та втрат (ВН) насіння, які в повній мірі описують технологічний процес виділення насіння баклажанів з мацерованих насінників на новій планетарній машині, які мають вигляд:

$$\begin{aligned} ЗН = & 7,750 - 1,014 \cdot X_1 - 0,130 \cdot X_2 + 0,002 \cdot X_3 + 0,219 \cdot X_4 + 0,133 \cdot X_5 - \\ & - 0,4 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,433 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,246 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,171 \cdot X_1 \cdot X_5 + 0,633 \cdot X_2 \cdot X_3 - \\ & - 0,413 \cdot X_2 \cdot X_4 + 1,063 \cdot X_2 \cdot X_5 + 0,596 \cdot X_3 \cdot X_4 + 1,013 \cdot X_3 \cdot X_5 + \\ & + 0,567 \cdot X_4 \cdot X_5 + 0,057 \cdot X_1^2 - 1,660 \cdot X_2^2 - 0,676 \cdot X_3^2 - 0,676 \cdot X_4^2 + 2,840 \cdot X_5^2; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} ВН = & 4,746 + 1,466 \cdot X_1 + 0,732 \cdot X_2 + 1,364 \cdot X_3 + 1,077 \cdot X_4 - 1,711 \cdot X_5 + \\ & + 0,342 \cdot X_1 \cdot X_2 + 1,308 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,521 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,196 \cdot X_1 \cdot X_5 - 0,846 \cdot X_2 \cdot X_3 - \\ & - 1,233 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,417 \cdot X_2 \cdot X_5 + 0,575 \cdot X_3 \cdot X_4 - 1,333 \cdot X_3 \cdot X_5 + \\ & + 0,913 \cdot X_4 \cdot X_5 + 0,378 \cdot X_1^2 + 1,012 \cdot X_2^2 + 1,095 \cdot X_3^2 + 1,095 \cdot X_4^2 + 1,145 \cdot X_5^2; \end{aligned} \quad (2)$$

По черзі прирівнювали три фактори до нуля, лишаючи нерівними нульовому значенню інші два. Отримані рівняння регресії для засміченості та втрат насіння із можливими комбінаціями факторів наведені на діаграмах двомірних перетинів поверхонь відгуку.

Висновок. В результаті аналізу графічних залежностей двомірних перетинів поверхонь відгуку, отриманих внаслідок лабораторних випробувань нової планетарної машини для подрібнення насінників баклажанів, можна зробити такі висновки, що оптимальними технологічними параметрами є: вологість мацерованих насінників $X_1 = 23...36\%$; швидкість руху бичів, яка знаходиться в межах $X_2 = 3,2...3,7$ м/с; кут нахилу лопатки бича $X_3 = 170...220$ (град.); величина подачі маси насінників на переробку $X_4 = 0,58...0,76$ кг/с; зазор бич-решето $X_5 = 4,7...7,5$ мм. При таких значеннях факторів критерії оптимізації знаходиться в діапазонах: засміченість насіння $ZH = 6...6,5\%$; втрати насіння $BH = 4...5\%$.

Список використаних джерел

1. Медведев В.П. Механизация производства семян овощных и бахчевых культур / В.П. Медведев, Дураков А.В - М.: Агропромиздат, 1985. – 320с.
2. Лудилов В.А. Семеноводство овощных и бахчевых культур / В.А. Лудилов – М.: Агропромиздат, 1987. – 222 с.
3. Прохоров И.К. Селекция и семеноводство овощных культур / И.К. Прохоров – М.: Колос, 1997. – 478 с.
4. Анисимов И.Ф. Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / И.Ф. Анисимов; [відпов. ред. д.т.н., проф. Г.П. Лишко] – Кишинев: Штиинца, 1987. – 292с. – УДК 631.362:631.56]:631.53.02:635.1.
5. Основные положения методики определения экономической эффективности новой техники, изобретений и рационализаторских предложений в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении. - М.: Минсельхозмаш, 1978. - 89с.
6. Пат. 80591 України, МПК А23N 15/00. Планетарна машина для подрібнення насінників баклажанів/ К.М. Думенко, К.С. Шевченко, Г.О. Иванов, П.М. Полянський, І.С. Павлюченко. - № у 2012 12349; Заявл. 29.10.2012; Опубл. 10.06.2013, Бюл. № 11. –с. 4.

Аннотация

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ВЫДЕЛЕНИЯ СЕМЯН БАКЛАЖАНОВ ПЛАНЕТАРНОЙ МАШИНОЙ С ОБОСНОВАНИЕМ ЕЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Думенко К., Шевченко Е.

В работе приведен анализ проблематики выделения семян овощебахчевых культур в условиях увеличения динамики ежегодного увеличения посевных площадей под эти культуры. Лабораторией инженерно-энергетического факультета предложено машину для решения этой проблемы и проведен «психологический эксперимент» по определению наиболее влиятельных факторов.

Abstract

THEORETICAL BACKGROUND RELEASE AUBERGINE SEEDS PLANETARY MACHINES WITH THE REASONS FOR IT TECHNOLOGICAL PARAMETERS

K. Dumenko, K. Shevchenko

This paper presents an analysis of the problems of selection of seeds vegetable and melon crops in the increasing dynamics of the annual increase in acreage under these crops. Laboratory of the Faculty of Engineering and Energy proposed a machine to solve this problem and conducted "psychological experiment" to determine the most influential factors.

УДК 631.312.32 (075)

ПОЛИЦЕВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ НА ТЕХНІЧНОМУ ЕТАПІ РЕКУЛЬТИВАЦІЇ ТЕХНОГЕННО ПОРУШЕНОГО ҐРУНТУ

Волик Б.А., доц., Когут І.М., аспірант

Дніпропетровський державний аграрний університет

В роботі розглянуті окремі аспекти механізації технічного етапу рекультивациі порушених земель. Запропонована конструкція ґрунтообробного робочого органа, який забезпечує обробіток з обертом шару неконсолідованих ґрунтів. Наведені основні положення методики визначення його конструктивних параметрів.

Постановка проблеми. Рекультивациа земель складається з двох етапів: ґірничотехнічного та біологічного. Ґірничотехнічний етап, або просто технічний, передбачає зняття та складування родючого шару ґрунту, планування поверхні, формування схилів, спорудження шляхів, ґірничотехнічних і меліоративних споруд, а також покриття спланованої території родючим шаром ґрунту. Біологічний стан рекультивациі включає комплекс агротехнічних і фітомеліоративних заходів, спрямованих на відновлення ландшафтів і відтворення родючості земель для використання їх у сільському чи лісовому господарстві.

Специфіка утворення родючого шару полягає в тому, що він тонкий і вкладається на основу, яка принципово відрізняється за механіко-технологічними та іншими властивостями. Тому використання традиційної ґрунтообробної техніки ускладнене. Для виконання технологічного процесу необхідно мати систему спеціальних ґрунтообробних машин.

Для формування структури ґрунту необхідне його розпушення, в тому числі з оборотом шару. Для останнього випадку підходить полицевий обробіток. Але використання традиційного плуга пов'язане з рядом проблем.

Глибина оранки не може бути взята довільною – треба виконувати співвідношення $k = b/a \geq 1,27$, що для малих глибин виконати технічно не можливо. До того ж шар ґрунту відносно пухкий і польова дошка втрачає свою ефективність, що призводить до втрати стабільності ходу. Таким чином, існує проблема створення плуга спеціальної конструкції, в якому максимально урівноважені поперечні складові тягового опору.

Аналіз досліджень і публікацій. На півдні України на початку ХХ століття для неглибокої оранки і одночасного посіву під шар знайшли широке розповсюдження так звані плуги-букери. Особливість їх конструкції полягла в прямолінійності полиці, тобто кут постановки утворюючої її поверхні до стінки борозни був постійний. Як наслідок, механізм обертання шару ґрунту був інший ніж у традиційного плуга, що дозволяло не враховувати співвідношення $k \geq 1,27$ і відмовитись від польової дошки. Букер підрізав бур'ян, створював на поверхні сипкий шар, який перешкоджав швидкому випаровуванню вологи з ґрунту, що дуже важливо для посушливих місцевостей, широко застосовувався для очистки парів від бур'янів. Така конструкція та особливості експлуатації роблять його перспективним для використання при рекультивациі.

Слід відмітити, що букер використовувався на малих швидкостях (кінна тяга) і тому відмова від польової дошки була виправданою. Але зі збільшенням швидкості і ширини захвату проблема компенсації поперечної складової знову стає актуальною.

Наявність поперечної складової обумовлена двома факторами: несиметричністю робочих органів та ступінчастістю їх розміщення для того, щоб передній корпус відкривав борозну для переміщення у ній шару ґрунту заднім корпусом. Ці конструктивні особливості зумовлюють необхідність обладнання корпусів польовими дошками, які впираючись у стінку борозни, утворюють сили тертя, що становлять до 1/3 загального тягового опору плуга [1]. В нашому випадку враховуючи неконсолідований стан ґрунту розміри польової дошки повинні бути збільшені, що автоматично підвищує тяговий опір.

З огляду досліджень нами встановлено, що більшість авторів схиляються до двох варіантів компенсації поперечної складової:

- введенням додаткових ріжучих елементів, реакція яких спрямована в протилежний бік, наприклад, плоскорізної лапи [2];
- перерозподілом напрямку діючих сил, шляхом зміни кутів постановки ріжучих елементів [3].

Наявність плоскорізної лапи в першому конструктивному рішенні буде ефективним для плугів традиційної конструкції, бо компенсує дію бокової складової за рахунок збільшення загального тягового опору корпусу. Але враховуючи те, що наступний корпус буде йти по сліду цієї лапи і його тяговий опір зменшиться в загальному випадку можна отримати позитивний ефект. В нашому випадку, коли ґрунт ще неконсолідований ефект практично відчуватись не буде.

Друге рішення бачиться нами як більш перспективне, але воно не має достатнього аналітичного та експериментального обґрунтування.

Мета досліджень – обґрунтування конструкції полицевого робочого органу для роботи з тонким шаром неконсолідованого ґрунту.

Основний матеріал досліджень. Для досліджень нами обрані наступні три варіанти плуга з прямолінійними полицями: з лемешем традиційної конструкції (рис. 1,а), класичний букер (рис. 1,б) та леміш з від'ємним кутом постановки леза до напрямку руху (рис. 1,в).

Аналіз наведених схем показує, що утворюваний нормальною складовою сили різання F_N момент відносно точки кріплення А в перших двох випадках діє за часовою стрілкою, в останньому – проти. Це дозволяє стверджувати, що загальна величина поперечно діючих сил в випадку, представленою на рис. 1,в буде зменшеною.

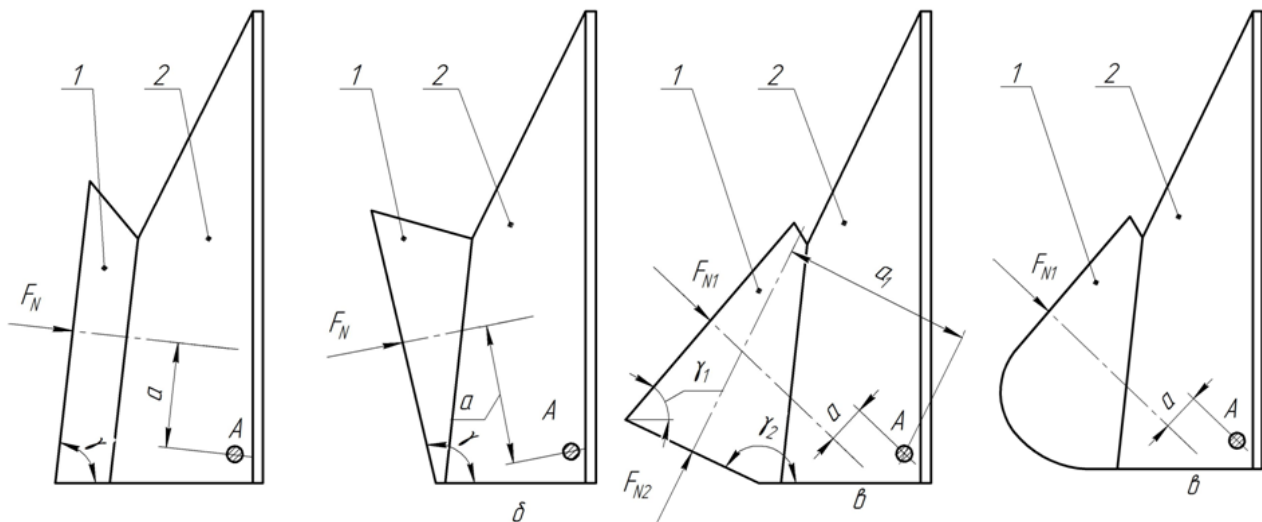


Рис. 1 – Досліджувані варіанти плужних корпусів: 1 – леміш; 2 – полиця

Але момент сили F_{N2} направлений за годиноквою стрілкою і завдяки великому значенню кута γ_2 сила має велике плече. Це значно зменшує загальний ефект від перерозподілу діючих сил.

Вихід ми бачимо в зменшенні абсолютного значення сили F_{N2} збільшивши коефіцієнт ковзання по лезу. Тому, профіль лівої частини (за напрямком руху) був виконаний округлої форми, що на наш погляд повинно зменшити цю илу.

На перевірку цієї гіпотези було виконано ряд лабораторних експериментів.

Лабораторні дослідження виконані в ґрунтовому каналі традиційної конструкції, тобто – ґрунтовий лоток (6400x400x500) плюс візок з механізмом приводу.

На візок навішувався стояк з моделлю робочого органу, виконаною у масштабі 1: 1. Кріплення стояка дозволяє змінювати глибину робочого ходу.

В процесі дослідження заміряється співвідношення повздовжньої і поперечної складової тягового опору для різних значень вихідних параметрів.

Повздовжню складову сили опору за допомогою динамометра, який навішували на причепний пристрій візка. Спочатку заміряли силу тяги в

неробочому режимі, а потім в робочому. Різниця приймалась у якості повздовжньої складової сили тяги.

Поперечна складова сили опору є найбільш дестабілізуючим елементом в роботі плуга. Визначення цієї складової виконували за наступною схемою (рис.2.)

Верхній кінець стояка моделі робочого органу 2 за допомогою шарніра 6 з можливістю поперечного відхилення закріплювався до рами 5 візка ґрунтового каналу 1. В центральній частині стояк фіксується у вертикальному положенні двома пружинами 3. В процесі руху під дією опору оброблюваного середовища виникає поперечна складова, що стискає та розтискає пружини. Як наслідок, стояк отримує відхилення.

Діючу силу відраховували наступним чином.

До стояка закріплено оптичний квантовий генератор (ОКГ) 4, відхилення луча 8 якого фіксували на міліметровій шкалі 7, яка була закріплена на стелі лабораторії. Шкала 7 попередньо була відтарірована за допомогою динамометра.

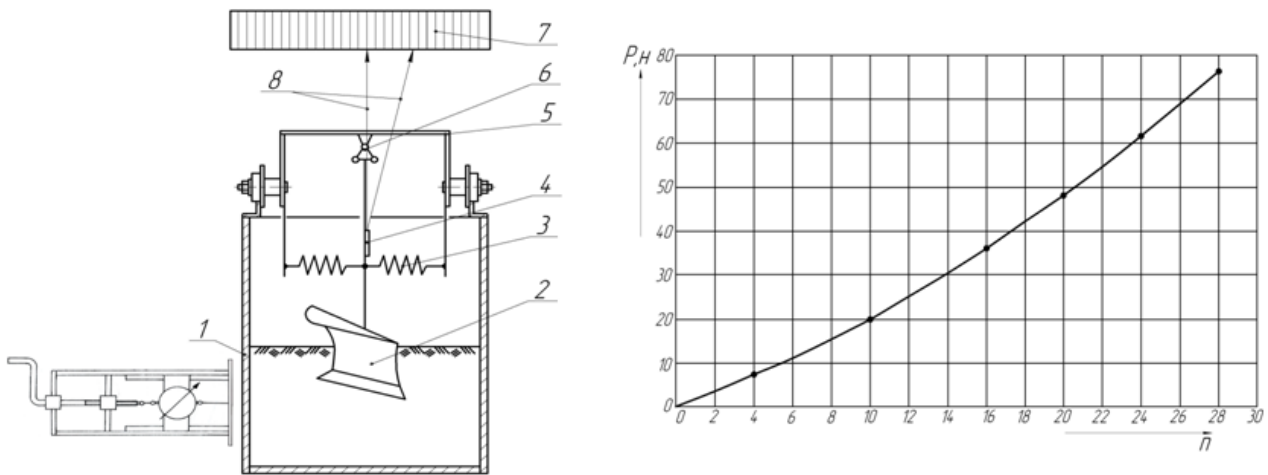


Рис. 4 – Схема лабораторної установки для визначення поперечної складової сили опору та графік таріровки шкали

Ґрунтове середовище моделювалось у відповідності до рекомендацій В.І.Баловнева [6]. Враховуючи, що масштаб моделі 1:1, питоме зчеплення часток ґрунту модельного середовища було прийняте 3,5 (це відповідає усередненому значенню для чорнозему). Результати досліджень представлені нами в табл.2. Повторність експериментів була трикратною.

Основна увага була приділена дослідженню конструкції з від'ємним кутом атаки леміша. В ході попередніх досліджень, були аргументовані наступні конструктивні параметри:

1. Малий кут постановки леміша до дна борозни $\alpha = 5 \dots 8^\circ$.
2. Кут постановки леміша до стінки борозни 63° обраний з урахуванням мінімізації бокової складової загального опору корпусу.
3. Полиця плоскої форми. Якщо провести аналогію з полицею звичайного плуга:
 - утворююча полиці є пряма лінія з постійним кутом $\delta = 43^\circ$ до стінки

борозни;

- направляюча утворюючої теж пряма лінія з постійним кутом $\beta = 65^{\circ}$ до дна борозни;

4. Польова дошка відсутня;

5. Ширина захвату одного корпусу $b = 25$ см.

6. У варіанті г (округла форма леза) радіус кривизни прийнятий на даному етапі конструктивно 130 мм

Таблиця 2. Результати експериментального визначення співвідношення складових тягового опору

Схема варіанту, рис.	γ , град	γ_1 , град	γ_2 , град	Загальний тяговий опір (P), Н	Поперечна складова (РП), Н	$\frac{P_{\Pi}}{P}$, %
1,а	43	-	-	436	130	29,8
1,б	105	-	-	418	101	24,2
1,в	-	75	135	407	78	19,2
1,г	-	75	-	391	66	16,9

Висновки. Конструкція полицевого робочого органу з від'ємним кутом атаки леміша є перспективною з точки зору використання в системі рекультивації ґрунту. Конструкція забезпечує зменшення поперечної складової тягового опору, що в кінцевому випадку робить роботу машини більш стабільною. Зменшення поперечної складової призводить також до зменшення загального тягового опору за рахунок зменшення сил тертя ґрунту по його поверхням.

Виконання ліворіжучої частини леміша округленої форми дозволяє за рахунок покращення режиму ковзання додатково зменшити поперечну складову і, як наслідок, загальний тяговий опір.

Список використаних джерел

1. Синеоков Г.Н. Теория и расчёт почвообрабатывающих машин / Синеоков Г.Н., Панов И.М. – М. : Машиностроение, 1977. – 328 с.
2. Шмат С.І. Аналіз можливостей зменшення енергоємності оранки плугом/ С.І.Шмат, К.Д.Матвеєв, П.Г.Лузан, Ю.В.Мачок //Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 33. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 277-280.
3. Рыжих Н.Е. Совершенствование пахотного агрегата /Н.Е.Рыжих// Политематический сетевой электронный журнал Кубанского государственного аграрного университета №6(8), 2004. - <http://ej.kubagro.ru/2004/06/05/>
4. Панченко А.Н. Аналитический метод определения тяговых сопротивлений почвообрабатывающих и землеройных машин и оценка их эффективности для энергосберегающих технологий: Учебное пособие /А.Н.Панченко// Днепропетр. гос. агр. ун-т. – Днепропетровск, 1995. – 96с.

5. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / А.Н. Панченко// Днепропетр. гос. агр. ун-т.- Днепропетровск, 1999. – 140с.
6. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожностроительных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 232с.

Аннотация

ОТВАЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НА ТЕХНИЧЕСКОМ ЭТАПЕ РЕКУЛЬТИВАЦИИ ТЕХНОГЕННО НАРУШЕННОЙ ПОЧВЫ

Волик Б., Когут И.

В работе рассмотрены отдельные аспекты механизации технического этапа рекультивации техногенно нарушенных почв. Предложена конструкция рабочего органа, обеспечивающего отвальную обработку неконсолидированных почв. Приведены основные положения методики определения его конструктивных параметров.

Abstract

A TILLAGE TOOL FOR UTILIZATION IN THE TECHNICAL STAGE OF RECLAMATION OF TECHNOGENICALLY DISTURBED SOIL

B. Volik, I. Kogut

The paper looks into certain aspects of mechanization of the technical stage of reclamation of technogenically disturbed soils. The author offers a design of the tillage tool that will provide moldboard tillage of unconsolidated soils and sets out the basic points of the methodology for determination of its design parameters.

УДК 631.33

ПРОЦЕС УТВОРЕННЯ ПУЛЬПИ В КООРДИНАТНОМУ ГІДРОПНЕВМАТИЧНОМУ ВИСІВНОМУ АПАРАТІ

Бойко В.Б.

Дніпропетровський державний аграрний університет

Приведені результати теоретичних досліджень формування псевдозрідженого шару в зоні забору насіння до пульпопроводу координатного гідропневматичного висівного апарата, обґрунтовано форму конструкції забірної камери.

Постановка проблеми. Якісні показники роботикоординатного гідропневматичного висівного апарата [1] напряму залежать від процесу формування пульпи із насіння та рідини. Перемішування в гідро сівалках

можездійснюватись механічним, гідравлічним, пневматичним способами, вибір способу впливатиме на рівномірність розподілення насіння в рідині та на травмування наключеного насіння.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. На даний час висівні апарати гідравлічного типу [2] застосовуються для озеленення важкодоступних місць за рахунок розбризкування насіння з рідиною а також для висіву насіння овочевих культур способом вільного проливання рідини [3]. В обох випадках утворення пульпи досягається механічним способом, який має ряд недоліків: травмування наключеного насіння, неефективна витрата потужності на перемішування всього об'єму рідини.

Мета роботи теоретично дослідити процес формування пульпи гідравлічним способом в координатному гідропневматичному висівному апараті.

Виклад основного матеріалу. В забірній камері висівного апарата [1] насіння повинно підніматися потоком рідини, утворюючи пульпу з заданою концентрацією насіння. Процеси утворення пульпи з різноманітних за властивостями твердих частинок детально розглядаються у теорії гравітаційних методів збагачення природних копалин [4, 5]. Як відмічається у [4], для інтенсифікації тепло- і масообміну, змішування сипких матеріалів, агломерації, гранулювання та інших процесів широко використовуються апарати із псевдозрідженим шаром (ПЗШ) зернистого матеріалу (зважений, киплячий шар). Модель ПЗШ подають наступним чином.

Якщо через нерухомий шар матеріалу, що лежить на утримуючій решітці апарата (рис. 1), пропустити знизу вгору потік рідини, то стан шару буде визначатися швидкістю ω рідини:

$$\omega = V/f_a, \quad (1)$$

де: V – об'ємна витрата рідини, $\text{м}^3/\text{с}$;
 $f_a = \pi d^2/4$ – площа поперечного перерізу циліндричного апарата, м^2 ;
 d – діаметр поперечного перерізу апарата, м .

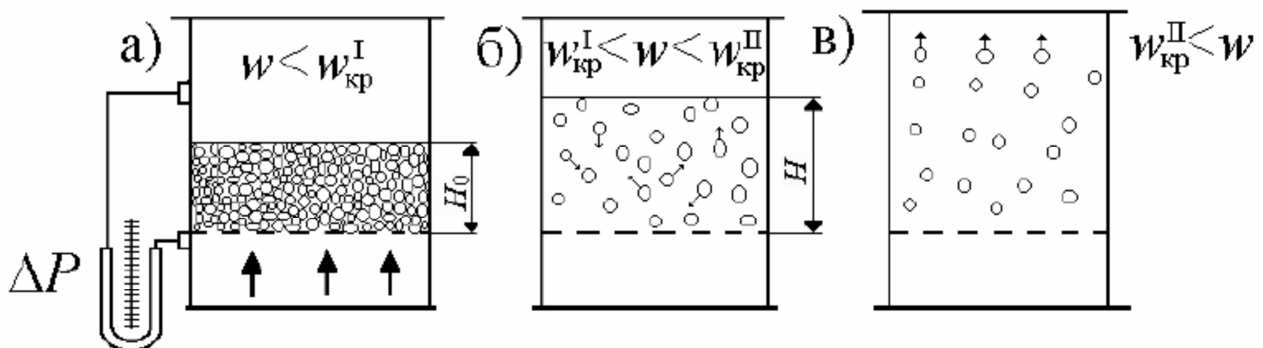


Рис. 1 – Зміна структури шару залежно від швидкості рідини [4]:

а) – нерухомий шар; б) – псевдозріджений шар; в) – винесення часток з апарата

Всі розрахунки по визначенню параметрів псевдозрідженого шару базуються на врахуванні швидкості ω рідини, визначеної за формулою (1). Це

пов'язано з тим, що виміряти дійсну швидкість рідини у проміжках між твердими частками матеріалу практично неможливо.

При швидкостях потоку нижче першої критичної $\omega_{кр1}$ (швидкість початку псевдозрідження, рис. 1а) шар товщиною H_0 залишається нерухомим, рідина рухається через шар у режимі фільтрації.

При досягненні рідини першої критичної швидкості $\omega_{кр1}$ шар переходить у псевдозріджений стан (рис. 1б). При цьому його товщина збільшується $H > H_0$ а тверді частки починають переміщатися по шару. Подальше збільшення швидкості приводить до збільшення висоти шару (шар розширюється).

При досягненні рідиною другої критичної швидкості $\omega_{кр2}$ (швидкість винесення, рис. 1в) шар руйнується, зникає його верхня межа а частки в режимі пневмотранспорту виносяться з апарата.

Розширення шару у псевдозрідженому стані характеризується збільшенням порозності ε , яка визначається як відношення об'єму порожнин V_p у шарі, до об'єму всього шару $V_{ш}$:

$$\varepsilon = \frac{V_p}{V_{ш}} = \frac{V_{ш} - V_T}{V_{ш}} = 1 - \frac{V_T}{V_{ш}}, \quad (2)$$

де: V_T – об'єм, займаний твердими частками в шарі, m^3 ;
 $V_{ш} = f_a \cdot H$ – загальний об'єм псевдозрідженого шару, m^3 ;
 H – висота шару, m .

Відомо, що порозність нерухомого шару ε_0 твердих кулеподібних часток однакового діаметра становить 0,4[4]. Простими експериментами з точністю $\pm 5\%$ нами підтверджено $\varepsilon_0 = 0,4$ для насіння цибулі, капусти, ріпаку, для моделі насіння (вуглепластикових часток) циліндричної форми з діаметром $d = 2$ мм та з відношенням довжини до діаметра $l/d = 1,5 \dots 2,5$.

При швидкостях потоку рідини нижче першої критичної $\omega_{кр1}$ маємо:

$$V_T = f_a \cdot H_0 \cdot (1 - \varepsilon_0) = 0,6 \cdot f_a \cdot H_0 \quad (3)$$

де: H_0 – висота нерухомого шару.

У процесі псевдозрідження об'єм твердих часток залишається величиною постійною, отже, поточну порозність можна визначати за висотою шару H – параметром, який піддається простому вимірюванню і контролю:

$$\varepsilon = 1 - f_a \cdot H_0 \cdot (1 - \varepsilon_0) / f_a \cdot H = 1 - (1 - \varepsilon_0) \cdot H_0 / H = 1 - 0,6 \cdot H_0 / H. \quad (4)$$

З формули (4) видно, що зі збільшенням швидкості потоку рідини, що веде до збільшення висоти H , порозність шару збільшується. При швидкості винесення, граничної для псевдозрідженого шару, можна вважати, що $V_{ш} \gg V_T$, отже, $\varepsilon \approx 1$. Таким чином, псевдозріджений шар може існувати в межах:

- від $\varepsilon = \varepsilon_0$ | $\omega < \omega_{кр1}$ | - до $\varepsilon \approx 1$ | $\omega \geq \omega_{кр2}$ |

Шар твердих часток для потоку рідини є гідравлічним опором, отже, диференціальним манометром (рис. 1а) можна виміряти перепад тиску, що виникає при русі рідини через цей шар.

На рисунку 2 показані графіки типових змін гідравлічного опору шару ΔP і порозності ε в залежності від швидкості потоку псевдозрідженого шару [4].

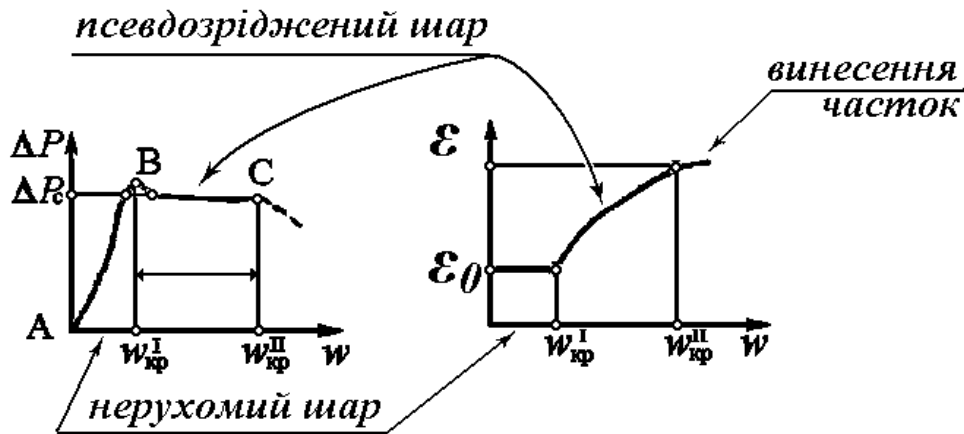


Рис. 2 – Залежності $\Delta P = f(w)$ та $\varepsilon = f(w)$ [4]

У момент початку псевдозрідження вага зернистого матеріалу, що припадає на одиницю площі поперечного перерізу апарата (з урахуванням сили виштовхування), урівноважується силою гідравлічного опору шару:

$$\Delta P_{ш} = G_{ш}/f_a = g \cdot H_0 \cdot (\rho_n - \rho_p) \cdot (1 - \varepsilon_0), \quad (5)$$

де: $G_{ш}$ – вага шару насіння, Н;
 g – прискорення вільного падіння, м/с²;
 ρ_n – щільність насіння, кг/м³;
 ρ_p – щільність рідини, кг/м³.

Розрахунок критичних швидкостей для псевдо зрідженого шару проводиться з використанням залежності між критеріями Лященко і Архімеда: критерій Лященко;

$$L_y = \frac{\omega^2 \cdot \rho_p^2}{\mu_c \cdot (\rho_n - \rho_p) \cdot g}, \quad (6)$$

критерій Архімеда

$$A_r = \frac{d_n^3 \cdot \rho_p \cdot (\rho_n - \rho_p) \cdot g}{\mu_c^2}, \quad (7)$$

де: μ_c – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини Па·с ;
 d_n – діаметр насінини, м.

Для розрахунку критичних швидкостей використаємо формулу Годеса:

$$R_{\varepsilon} = \frac{A_r \cdot \varepsilon^{4,75}}{18 + 0,61 \sqrt{A_r \cdot \varepsilon^{4,75}}}, \quad (8)$$

де: $R_{\varepsilon} = \frac{\omega \cdot d_n \cdot \rho_p}{\mu_c}$ – критерій Рейнольдса

Для розрахунку швидкості початку псевдо зрідження ($\varepsilon = \varepsilon_0 = 0,4$):

$$Re_{кр1} = \frac{A_r}{1400 + 5,22 \sqrt{A_r}}, \quad (9)$$

Прирівняємо критерій Рейнольдса і рівняння (9) і визначимо першу критичну швидкість

$$\omega_{кр1} = \frac{A_r \cdot \mu_c}{d_n \cdot \rho_p \cdot (1400 + 5,22 \cdot \sqrt{A_r})} \quad (10)$$

Для розрахунку швидкості виносу насіння ($\varepsilon_n = 1$):

$$Re_{кр2} = \frac{A_r}{18 + 0,61 \sqrt{A_r}}, \quad (11)$$

Прирівняємо критерій Рейнольдса і рівняння (11) і визначимо другу критичну швидкість $\omega_{кр2}$

$$\omega_{кр2} = \frac{A_r \cdot \mu_c}{d_n \cdot \rho_p \cdot (18 + 0,61 \sqrt{A_r})} \quad (12)$$

Провівши математичні перетворення рівняння (8) визначимо порозність насіння

$$\varepsilon = \left(\frac{18 \cdot \left(\frac{\omega \cdot d_n \cdot \rho_p}{\mu_c} \right) + 0,36 \cdot \left(\frac{\omega \cdot d_n \cdot \rho_p}{\mu_c} \right)^2}{A_r} \right)^{0,21} \quad (13)$$

Аналіз отриманих виразів (7, 10, 12, 13) показує, що критична швидкість залежить від геометричних (d_n), та гідродинамічних (ρ_p , ρ_n , μ_c) параметрів, кожен з цих параметрів має вплив на значення $\omega_{кр}$.

Для проведення розрахунків приймаємо, що щільність рідини (води) $\rho_p = 1000$ кг/м³, $g = 9,81$ м/с², коефіцієнт динамічної в'язкості води при температурі 15 0С становить $\mu_c = 0,0014$ Па·с, щільність та діаметр насіння капусти, томатів, перцю, цибулі сіянки приймаємо відповідно $\rho_n = 1200$ кг/м³, $d_n = 1-5$ мм з кроком 1 мм.

За результатами розрахунку побудовано графічну залежність критичної швидкості $\omega_{кр1}$ та $\omega_{кр2}$ від діаметра насіння d_n (рис. 3) та залежність порозності насіння ε від швидкості потоку ω (рис. 4).

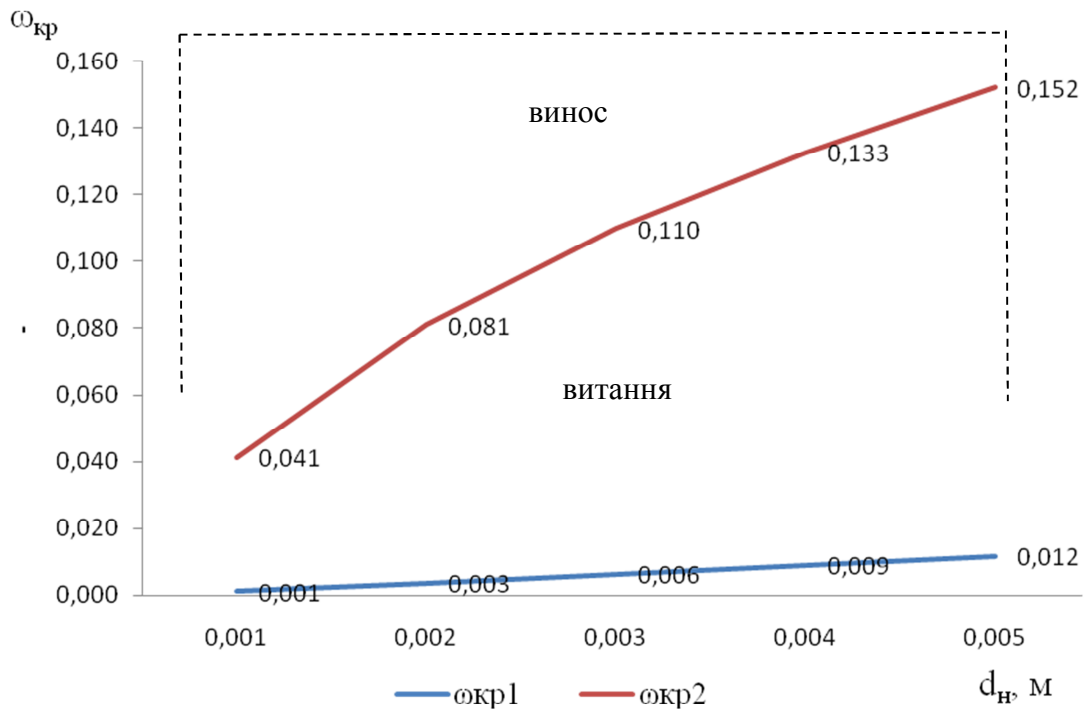


Рис. 3 – Залежність критичної швидкості $\omega_{кр1}$ та $\omega_{кр2}$ від розмірів насіння

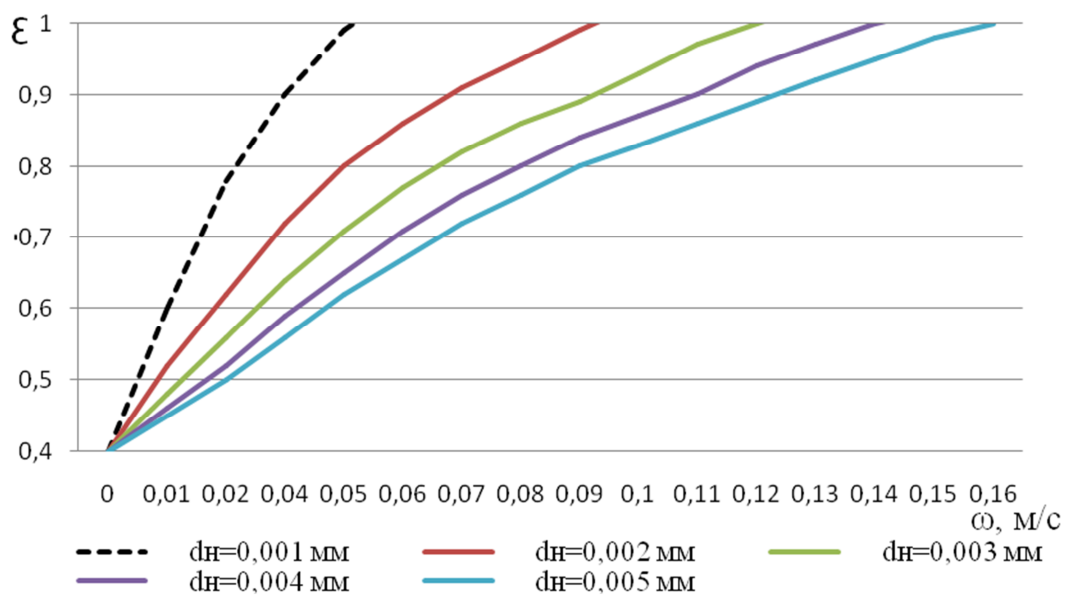


Рис. 4 – Залежність порозності насіння ε від швидкості потоку ω

З графіка 3 видно, що значення критичної швидкості виносу насіння ω в залежності від розмірів насіння змінюється в чотири рази. Це необхідно врахувати при виборі форми змішувальної камери висівного апарата. Також швидкість потоку впливатиме на порозність ε (рис. 4) тобто на його концентрацію в одиниці об'єму. Для покращення ефективності роботи висівного апарата необхідно використовувати посівний матеріал з схожими гідродинамічними властивостями. Перед посівом насіння необхідно класифікувати за допомогою гідросепаратора [6].

Наведені вищезакономірності поведінки шару часток у потоці рідини приведені відносно циліндричного апарата, для якого можна допустити постійність значення швидкості потоку по висоті.

У висівному апараті забірна камера виконана у вигляді тригранної призми, поставленої на ребро (рис. 5, або конічної поверхні, як варіант). Потік рідини спрямовується з нижньої звуженої частини і, піднімаючись, розширюється і зменшує швидкість.

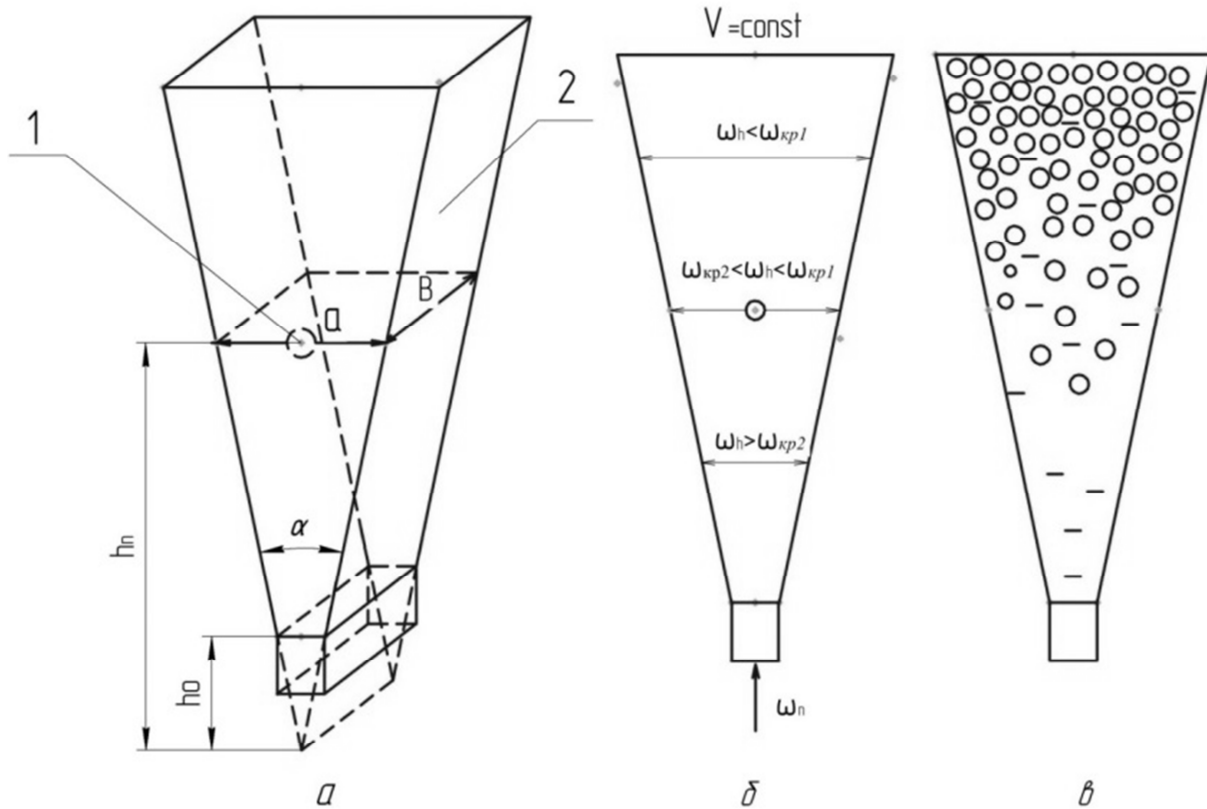


Рис. 5 – Забірна камера висівного апарата: а – загальний вигляд забірної камери; б – зміна швидкості в забірній камері; в – розподіл насіння по забірній камері; 1 – вхід в пульпопровід; 2 – забірна камера.

При збільшенні висоти h від мінімального значення h_0 (рівень вхідного отвору) переріз F лінійно збільшується як

$$F_h = 2 \cdot B_{\square} \cdot h \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad (14)$$

де: B – ширина забірної камери.

Якщо на вході швидкість потоку дорівнює ω_n , то із збільшенням висоти h швидкість ω_h буде змінюватися як

$$\omega_h = \omega_n \cdot \frac{F_{h_0}}{F_h} = \omega_n \cdot \frac{h_0}{h} \quad (15)$$

тобто, незалежно від кута α між гранями забірної камери (або конусності конічної забірної камери) збільшення висоти потоку супроводжується зменшенням його швидкості. Якщо швидкість потоку ω_h буде перевищувати швидкість виносу часток $\omega_h > \omega_{kp2}$, то на деякому рівні h вона зменшиться до значення $\omega_{kp1} < \omega_h < \omega_{kp2}$, при якому існує псевдозріджений шар, а ще вище швидкість зменшиться до швидкості фільтрації $\omega_h < \omega_{kp1}$. Ширина зони існування

псевдозрідженого шару буде залежати від інтенсивності зміни швидкості, тобто, від кута між гранями призми. Крім того, згідно експериментальних даних (рис. 2), по висоті ПЗШ пропорційно зменшенню швидкості буде зменшуватися порозність, тобто концентрація твердих часток (насінин) у пульпі, як показано на рис. 5в.

Висновки:

1. Проведені теоретичні дослідження дали змогу визначити вплив основних параметрів, на процес пульпоутворення.

2. За результатами проведених розрахунків обрано оптимальну форму заборної камери координатного гідропневматичного висівного апарата.

Список використаних джерел

1. Спосіб координатного гідропневматичного висіву насіння та пристрій для його реалізації. Патент України UA № 90998A01C7/04. Бюл. № 12, 2010.
2. Гидросеялка. Патент Белорусии № 4795A 01C 7/00. 2002.
3. Гідросівалка для висіву пророщеного насіння. Патент України № 58353 A01C7/16. Бюл. № 7. 2011.
4. АэровМ.Э. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем / М.Э.Аэров, О.М.Тодес.- М.:Химия, 1976.- 510с.
5. ГельперинН. И. Основы техники псевдооживления / Н. И. Гельперин, В. Т.Айнштейн, В.Б. Кваша.- М.:Химия, 1967.- 664с.
6. В.Б. Бойко. Дослідна установка гідросепаратора для вивчення гідродинамічних властивостей насіння овочевих культур. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 2. С.192 – 199.

Аннотация

ПРОЦЕСС ОБРАЗОВАНИЯ ПУЛЬПЫ В КООРДИНАТНОМ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОМ ВЫСЕВАЮЩЕМ АППАРАТЕ

Бойко В.

Приведены результаты теоретических исследований формирования псевдооживленного слоя в зоне забора семян, в пульпопровод координатного гидронеуматического высевального аппарата, обоснованно форму конструкции заборной камеры.

Abstract

THE PROCESS OF EDUCATION PULP IN THE COORDINATE HYDRO-PNEUMATIC PLANTER

V. Boyko

Contains the results of theoretical studies of the formation of the pseudo-liquefied layer in the area of seed intake, slurry pipe line coordinate hydro-pneumatic planter, reasonably shape of the structure of the working chamber.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РОЗМІРІВ ВЕРТИКАЛЬНОГО АСПІРАЦІЙНОГО КАНАЛУ СЕПАРАТОРА НАСІННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР

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

Таврійський державний агротехнологічний університет

Наведені результати дослідження раціональної довжини вертикального аспіраційного каналу сепаратора.

Постановка проблеми. Для використання інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур постає проблема механізації процесу відбору для сівби насіння із найбільш цінними біологічними властивостями. У зв'язку з відсутністю досконалих існуючих засобів сепарування насіння, постає проблема розробки нових способів та засобів сепарування насіння з більш високою якістю роботи та меншими витратами. Так як провівши аналіз енерговитрат на процес сепарування, дійшли до виводу, що перспективним для вдосконалення є сепаратор з вертикальним повітряним потоком. Цей сепаратор має найменшу енергоємність процесу підготовки насіння.

Аналіз останніх досліджень. Хоча відомі вчені такі як: Манчинський Ю.О., Шабанов П.А., Котов Б.І., Заїка П.М. та інші розробили нові машини для сепарування насіння у повітряних потоках, проте завдання вдосконалення найменш енерговитратного способу сепарування у вертикальному потоці було залишено поза їх увагою [3-4].

Мета досліджень. Визначення раціональних розмірів вертикального аспіраційного каналу сепаратора насіння.

Результати досліджень. Нами був розроблений та сконструйований сепаратор, наведений на рис.1.

Для визначення раціональної довжини вертикального аспіраційного каналу запропонованого сепаратора насіння, було проведено експериментальні дослідження.

Експериментальні дослідження проводились наступним чином:

1. За допомогою електричного вимірювача швидкості повітряного потоку була встановлена раціональна величина швидкості повітряного потоку всередині вертикального аспіраційного каналу, що складає 75-90% від критичної швидкості найбільш пито-мо-легких насінин - тобто 8-10 м/с.

2. Попередньо була встановлена висота постачання насінин – 10см, тобто на самому перерізі нижнього кінця вертикального аспіраційного каналу сепаратора.

3. Під нижнім кінцем аспіраційного каналу вентилятора було встановлено на відстані 10см (на відстані встановлення бункерів подільовачів фракцій) горизонтальну поверхню з ДСП з розміром 300 x 300 мм.

4. Було розкреслено на мішені, центр аспіраційного каналу та радіуси, через 10мм (з 10мм до 300мм). Поверхня плити з ДСП, зверху була змащена тонким шаром (0,5-1мм) світлою консистентною рідиною (Літол-24).

5. Було проведено дослідження (з трикратною повторністю дослідів), у ході яких вкидали точно по центру 10 насінин різної питомої маси, та за допомогою штангенциркуля та намальованих кіл визначалися радіуси рознесення кожної із насінин. Середні величини вираховувалися за трикратною повторністю дослідів.

6. Було повторено п. 5, а саме висоту вкидання насіння по відношенню до нижнього кінця вертикального аспіраційного каналу сепаратора змінювали від 0мм до 1,0м (максимальна довжина вертикального каналу сепаратора, до верхньої його частини із лопатями вентилятора).

Результати, що були отримані в ході проведених досліджень зведено до таблиці 1, в якій окреслено відстані приземлення 10 насінин різної питомої маси, що взагалі представляє піддослідну сепаруему фракцію насіння соняшнику сортів популяцій.

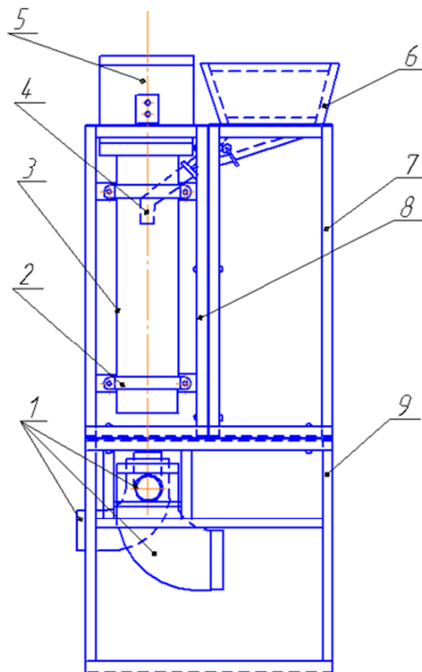


Рис.1 – Схема аеродинамічного сепаратора

1 – три розподільвача, 2 – хомут, 3 – аспіраційний канал, 4 – постачальний патрубок, 5 – осьовий вентилятор, 6 – бункер, 7 – права частина рами, 8 – бункерна частина, 9 – рама основи.

Кожне зі значень таблиці вираховувалось як середнє серед дослідів із трикратною повторністю.

Також за результатами досліджень побудовано графіки (рис. 2-10), що визначають залежність відстані розщеплення вертикальної траєкторії насіння, по відношенню до центральної вертикальної вісь вертикального аспіраційного каналу в горизонтальному напрямку, виконані при раціональній швидкості

повітряного потоку та при різних значеннях довжини цього каналу.

Для узагальнення результатів був побудований загальний графік, що показує залежності у різниці відстані розщеплення вертикальної траєкторії між найбільш питомо-легкою та найбільш питомо-важкою із 10 – ти піддослідних насінин соняшнику сорту популяції, що представляють всю сепаруєму фракцію насіння.

Цей графік, що виконаний для різних значень довжини вертикального аспіраційного каналу, наведений на рис.10.

Провівши аналіз графіків (рис. 2-10) було зроблено висновок, що найбільш раціональною є довжина вертикального аспіраційного каналу запропонованого сепаратора 0,7-0,8м, при швидкості повітряного потоку всередині цього вертикального аспіраційного каналу у межах 75-90% від критичної швидкості найбільш питомо-легких насінин, тобто 8-10 м/с.

З графіку (рис.10) видно, що раціональною є довжина вертикального аспіраційного каналу запропонованого сепаратора 0,7-0,8м, при швидкості повітряного потоку 8-10м/с.

Саме при таких значеннях довжини вертикального аспіраційного каналу сепаратора (корисної довжині між пристроєм введення насіння - патрубком постачання та нижнім кінцем цього каналу), різниця у радіусах розсіювання насіння становить 0,7м.

Таблиця 1 – Середня відстань (радіус) рознесення 10 насінин різної питомої маси, при раціональній швидкості повітряного потоку всередині вертикального аспіраційного каналу сепаратора, в залежності від довжини аспіраційного каналу

Швидкість повітряного потоку, м/с Маса насінини, г	Довжина вертикального аспіраційного каналу, м							
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
	Відстань зміщення відносно центральної вісі вертикального аспіраційного каналу в горизонтальному напрямі, мм							
0,033	14	20	26	35	48	62	68	82
0,040	13	19	22	31	39	40	44	51
0,048	16	18	20	26	31	30	33	38
0,053	12	18	19	20	22	29	31	28
0,059	11	16	18	18	19	19	22	22
0,072	8	14	13	18	13	18	17	14
0,081	12	12	13	12	14	13	16	13
0,089	8	12	12	13	12	12	13	12
0,092	9	9	9	9	10	10	12	10
0,099	9	10	10	9	10	10	12	12

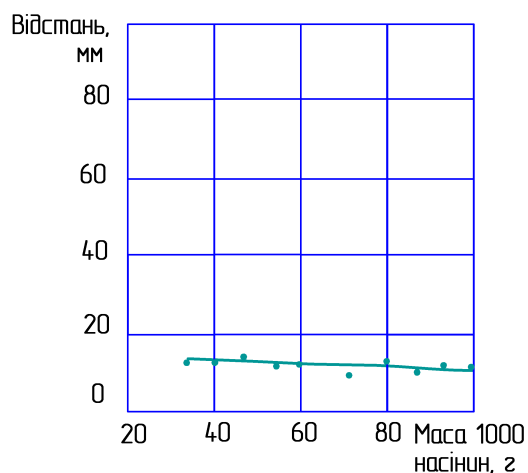


Рис. 2 – Залежність відстані розщеплення вертикальної траєкторії насіння соняшнику сорту популяції від його маси, при швидкості $0,9V_{кр}$. питомо-легких насінин та довжині вертикального аспіраційного каналу – 0,1м

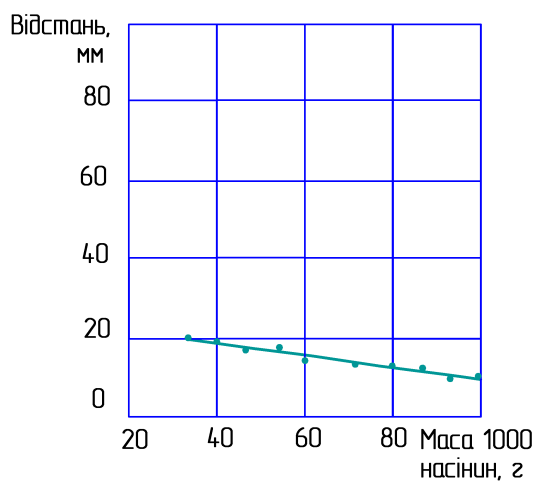


Рис.3 – Залежність відстані розщеплення вертикальної траєкторії насіння соняшнику сорту популяції від його маси, при швидкості $0,9V_{кр}$ питомо-легких насінин та довжині вертикального аспіраційного каналу – 0,2м

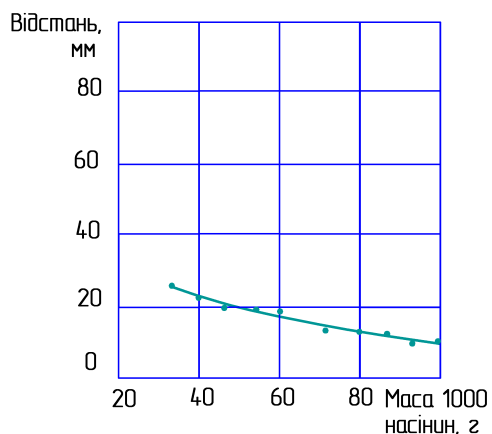


Рис. 4 – Залежність відстані розщеплення вертикальної траєкторії насіння соняшнику сорту популяції від його маси, при швидкості $0,9V_{кр}$. питомо-легких насінин та довжині вертикального аспіраційного каналу – 0,3м

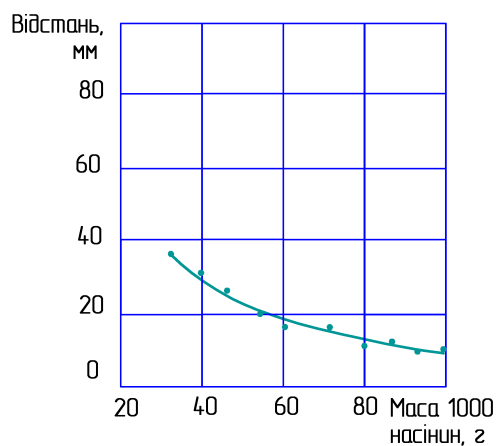


Рис.5 – Залежність відстані розщеплення вертикальної траєкторії насіння соняшнику сорту популяції від його маси, при швидкості $0,9V_{кр}$. питомо-легких та довжині вертикального аспіраційного каналу – 0,4м

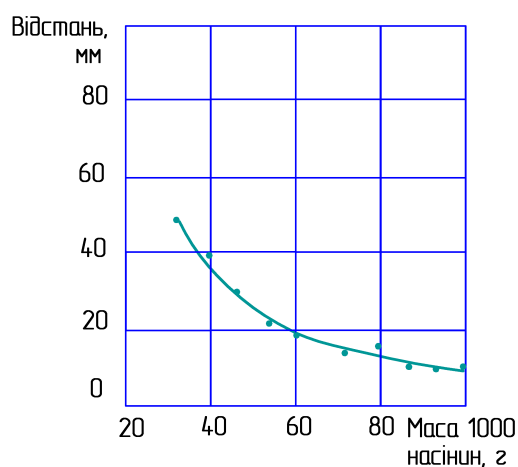


Рис. 6 – Залежність відстані розщеплення вертикальної траєкторії насіння соняшнику сорту популяції від його маси, при швидкості $0,9V_{кр}$. питомо-легких насінин та довжині вертикального аспіраційного каналу – 0,5м

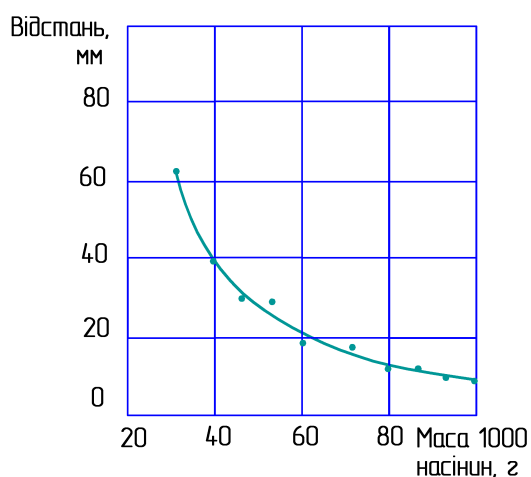


Рис. 7 – Залежність відстані розщеплення вертикальної траєкторії насіння соняшнику сорту популяції від його маси, при швидкості $0,9V_{кр}$. питомо-легких насінин та довжині вертикального аспіраційного каналу – 0,6м

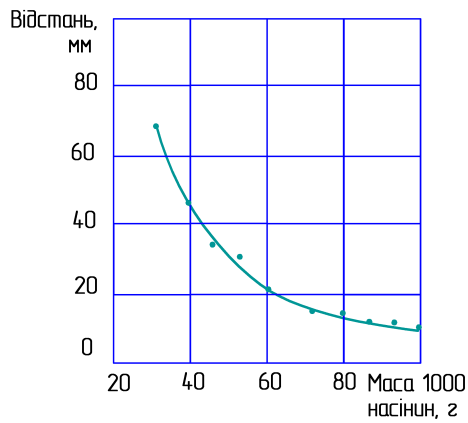


Рис. 8 – Залежність відстані розщеплення вертикальної траєкторії насіння соняшнику сорту популяції від його маси, при швидкості $0,9V_{кр}$. питомо-легких насінин та довжині вертикального аспіраційного каналу – $0,7\text{м}$

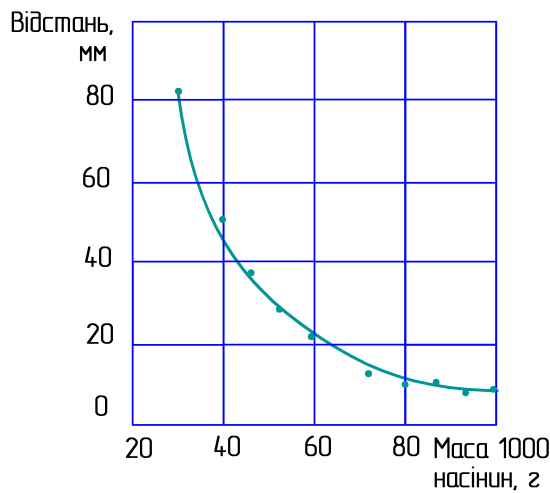


Рис. 9. Залежність відстані розщеплення вертикальної траєкторії насіння соняшнику сорту популяції від його маси, при швидкості $0,9V_{кр}$. питомо-легких насінин та довжині вертикального аспіраційного каналу – $0,8\text{м}$

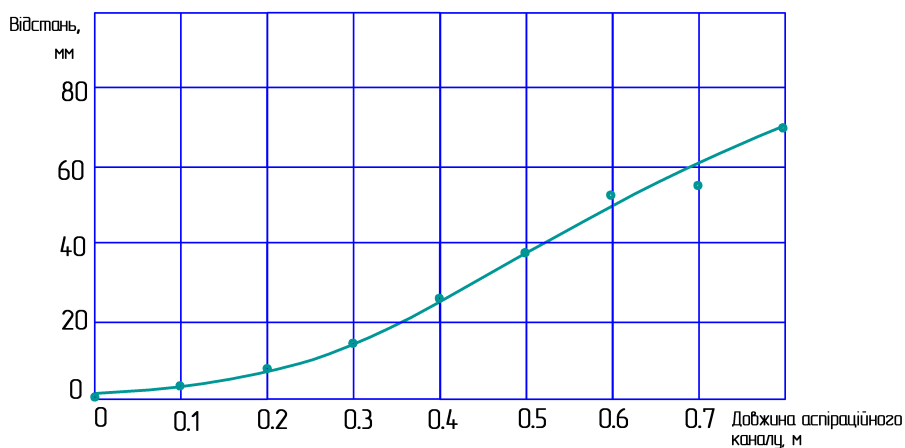


Рис. 10 – Залежність різниці у відстані розщеплення вертикальної траєкторії насіння соняшнику сорту популяції, між найбільш питомо-легкою та найбільш питомо-важкою насінинами, при раціональній швидкості $0,9V_{кр}$, в залежності від довжині вертикального аспіраційного каналу сепаратора

Висновки. Провівши аналіз графіків на рис 2-10 ми визначили, що найбільш раціональною є довжина вертикального аспіраційного каналу запропонованого сепаратора у межах 0.7-0.8м, при швидкості повітряного потоку всередині цього вертикального аспіраційного каналу у межах 75-90% від критичної швидкості найбільш пито-легких насінин, тобто 8-10 м/с.

Список використаних джерел

1. Єрмак В.П. Обґрунтування способу сепарування насінин соняшника в повітряних потоках / В.П. Єрмак // Дис. канд. техн. наук. - Луганськ: ЛНАУ, 2003. -166 с.
2. Бушуев Н.М. Семьяочистительные машины./ Н.М. Бушуев// Теория, конструкция и расчет.-М.: Машгиз, 1962. -238 с.
3. Шереденкин В.В. Разделение сильнозасоренного вороха направленными воздушными потоками при пневмотранспорте/ В.В.Шереденкин // Автореф.канд. техн. наук. ВГАУ. Воронеж, 1998, 19 с
4. Абдуєв М.М. Теоретичні дослідження характеристик руху часток у нахиленому повітряному каналі при зміні характеристик епюри швидкості повітря по висоті каналу/ М.М. Абдуєв, М.В.Бакум, Ю.О. Манчинський, В.В. Сичов // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Серія: Механізація сільського господарства. - Х.: ХДТУСГ. - Вип 21. -С. 88-93.
5. Котов Б.І. Перспективи розвитку конструкцій зернонасноочисної техніки / Б.І. Котов // Конструювання, виробництво і експлуатація с.-г. машин. - Кіровоград, 2001. - Вип. 31.-С. 110-111.

Аннотація

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ВЕРТИКАЛЬНОГО АСПИРАЦИОННОГО КАНАЛА СЕПАРАТОРА СЕМЯН СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

Кюрчев С., Колодий А.

В данной статье представлены результаты исследования рациональной длины вертикального аспирационного канала сепаратора.

Summary

THE RESULT OF THE ISSUING OF THE RATIONAL SIZES OF VERTICAL ASPIRATION SEPARATOR CANAL OF THE AGRICULTURAL CULTURE SEEDS

S. Kyurchev, O. Kolody

In this article is introduced the results of issuing of the sizes of vertical aspiration separator canal

СПЕЦІАЛІЗОВАНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ ДЛЯ КОЛІЙНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА

Кувачов В.П., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

В роботі обґрунтована необхідність розробки спеціалізованого транспортного засобу, що пристосований для механізації технологічних процесів в системі колійного землеробства.

Постановка проблеми. Нині практично в усьому світі найбільш актуальною є проблема переуцільнення ґрунтів ходовими системами енергетичних засобів та сільськогосподарських машин. Світові тенденції вирішення проблеми ущільнення ґрунту спрямовані на зменшення площі слідів рушіїв енергозасобів на полі [1]. Так, перехід до технологій мінімального обробітку (No-till) зменшує покриття слідами від рушіїв коліс на полі до 46%. Ще більшого ефекту в зменшенні ущільнюючої дії рушіїв коліс ходових систем агрегатів на ґрунт спостерігається в колійній системі землеробства, або як її називають закордонні науковці – Controled Traffic Farming - CTF «керований рух по полям». Керований рух по коліям дозволяє зменшити покриття площі слідів коліс на полі до 14%.

Землеробство з використанням постійної технологічної колії - це відокремлення зон руху від зон оброблення рослин. На практиці це означає, що для обробки ґрунту, посадки рослин, обприскування та збирання використовуються одні й ті самі колії для руху МТА. Тобто функціональне призначення площі поля розділяється на плодоносну (агротехнічну) та технологічну (інженерну) зони.

За ознакою тривалості використання технологічної колії науковцями південного філіалу ННЦ ІМЕСГ [2] запропоновано її класифікувати на періодичну, тимчасову, постійну, багаторічну і стаціонарну. Практичне використання останніх трьох вносить певні труднощі її реалізації традиційними тракторно-комбайновими засобами механізації. Оскільки головним критерієм задачі оптимізації комплексів машин для колійного землеробства виступає узгодженість параметрів ходових систем тракторів і сільськогосподарських машин параметрам технологічної колії. З іншого боку, узгодження машинних агрегатів за параметрами їх ходових систем може призводити до неповного завантаження енергетичних засобів на різних технологічних операціях в технологічному циклі вирощування сільськогосподарської культури на окремому полі з постійною технологічною колією, що зведе на нуль ефект від її реалізації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З метою практичної реалізації концепції колійного землеробства світовою практикою запропоновано низку різних технологічних і технічних рішень: використання постійної колії

тракторів із збільшеною довжиною колісних осей, мостових тракторів типу Доулера з прольотом 12 м і шведського мостового трактору Biotrac з чотирма ведучими колесами та ін. [3]. Використання таких мостових тракторів певною мірою вирішує проблему зменшення ущільнення ґрунту, оскільки площа від слідів їх коліс зменшується до 7-10%. Але, ці машини не вирішують, наприклад, питання точності виконання технологічних параметрів, зниження залежності строків виконання сільськогосподарських робіт від погодних умов і енергоємності робіт, впровадження автоматизації і комплексу інших проблем сталого забезпечення рослинам усім комплексом факторів їх розвитку та росту з високою продуктивністю, а також збереження родючості ґрунтів і екології навколишнього середовища.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Пріоритетні подальші дослідження проблемних питань механізації рослинництва, на думку багатьох науковців, спрямовані на розробку машинних технологій і технічних засобів для системи точного землеробства; створення принципово нових способів виконання технологічних операцій; автоматизація і роботизація сільськогосподарських процесів [3]. Реалізувати такі принципи на новому технологічному і технічному рівні, на нашу думку, можна на основі повністю програмуємих роботизованих спеціалізованих самохідних електрифікованих транспортних агрозасобів мостового типу.

Формулювання мети статті. Обґрунтування доцільності створення та означення основних параметрів спеціалізованого транспортного засобу для колійного землеробства, який би дозволив механізувати з високим рівнем автоматизації технологічні процеси у межах поля.

Виклад основного матеріалу досліджень. Науковцями Таврійського державного агротехнологічного університету розроблений транспортний засіб сільськогосподарського призначення для колійної системи землеробства (науковий керівник – к.т.н. Кувачов В.П.) (рис. 1).



Рис.1 – Транспортний засіб ТДАТУ для колійної технології землеробства.

Транспортний засіб ТДАТУ (рис. 1) має ширину прольоту 2,8 м і може бути використаний, перш за все, в технологіях овочівництва. Складається транспортний засіб із самохідного електрифікованого шасі 1 із гідронавісним механізмом 2 для агрегатування сільськогосподарських знарядь, комплекту електрообладнання для приводу рушіїв та гідросистеми. На рамі електрошасі розміщені два мотор-редуктори 3, які через ланцюгову і циліндричну зубчасту передачі 4 приводять в обертання колеса агрозасобу.

Для практичної реалізації транспортного засобу в межах поля, безпосередньо на сільськогосподарських операціях, вирішити питання його розвороту, на нашу думку, можливо, шляхом його обертання на місці навколо центру повороту, який розміщений в центрі колії, по якій рухається машина [4]. Для чого транспортний засіб додатково оснащений механічними висувними опорами (рис. 2), прикріпленими до електрошасі для підйому одного із його бортів при розвороті, відносно вісі, яка співпадає з повздовжньою віссю опори. Такий принцип розвороту транспортного засобу з некерованими колесами на місці дозволяє здійснювати його переміщення на наступну позицію за мінімальний проміжок часу, що підвищує продуктивність роботи.

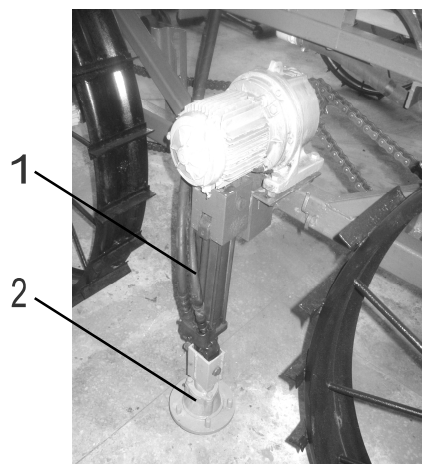


Рисунок 2 – Гідровисувна опора для реалізації бортового повороту транспортного засобу:
1 – гідроциліндр; 2 – опора.

Для запропонованого транспортного засобу, що у перспективі має бути автоматизованим, доцільно застосування електроприводу, який значно краще піддається автоматизації, ніж силові установки з двигунами внутрішнього згоряння [5].

Загальною проблемою впровадження електроприводу на транспортних засобах являється проблема передачі енергії мобільній машині [5]. Тому, найбільш доцільним є використання гібридного приводу, який повинний включати тяговий електродвигун з акумуляторним живленням, зарядний пристрій для підзарядки акумуляторів від електромережі та додатковий двигун внутрішнього згоряння невеликої потужності з генератором для підзарядки акумуляторних батарей при роботі у автономному режимі. Максимальну потужність гібридна установка розвиває при паралельній роботі двигуна внутрішнього згоряння та тягового електродвигуна, що забезпечує високі

динамічні якості транспортного засобу. Головною перевагою гібридної установки у порівнянні з традиційними приводами від двигунів внутрішнього згоряння полягає в тому, що спрощується трансмісія машини (відсутність зчеплення та коробки передач) та зручність керування машиною з можливістю повної автоматизації процесу керування.

У вирішенні задачі визначення енергонасиченості транспортного засобу складене рівняння балансу потужності [6], згідно якого потужність його енергоустановки (або енергоустановок) розподіляється між двома його бортами і, в певних випадках, можливий додатковий відбір потужності (через ВВП та інше):

$$N_e = \frac{V}{\eta_{mp}} \cdot f_k \cdot M_g \cdot g + \left(\frac{\delta_n}{1 - \delta_n} \right) \cdot \frac{V}{\eta_{mp}} \cdot f_k \cdot M_g \cdot g + \left(\frac{\delta_n}{1 - \delta_n} \right) \cdot \frac{V}{\eta_{mp}} \cdot M_g \cdot g \cdot (\lambda_k \cdot \varphi_k - f_k) + \frac{V}{\eta_{mp}} \cdot M_g \cdot g \cdot (\lambda_k \cdot \varphi_k - f_k) + \frac{N_{ВВП}}{\eta_{ВВП}}, \quad (1)$$

де N_e – потужність енергетична;
 $N_{ВВП}$ – додатковий відбір потужності (через ВВП та ін.);
 η_{mp} , $\eta_{ВВП}$ – ККД трансмісії приводу рушіїв та ВВП;
 V , δ_n – теоретична швидкість руху і буксування рушіїв;
 M_g – зчіпна маса;
 f_k – коефіцієнт опору перекочування;
 g – прискорення вільного падіння;
 λ_k – коефіцієнт навантаження ведучих коліс;
 φ_k – коефіцієнт зчеплення.

Отримане рівняння балансу потужності (1) враховує не тільки вплив тягового навантаження транспортного агрозасобу, додатковий відбір потужності і ґрунтові умови, але і особливості його конструктивної схеми.

Залежність енергонасиченості агрозасобу від швидкості по (1) апроксимована лінійним функціональним рівнянням [6]:

$$\frac{N_e}{M_g} = 2,3562 \cdot V + \frac{N'_{ВВП}}{M_g}, \quad (2)$$

де $N'_{ВВП} = N_{ВВП} / \eta_{ВВП}$ - додатковий відбір потужності (через ВВП та ін.).

Аналіз рівнянь (1) та (2) показав [6], що виходячи за умов руху транспортного агрозасобу по твердому вирівняному ґрунту слідів технологічної зони поля величина його енергонасиченості дорівнює 23,5 кВт/т для робочих швидкостей руху в межах 10 км/год. При цьому, на кожен тону експлуатаційної маси самохідний агрозасіб зможе розвивати тягове зусилля в 6,37 кН за умови достатнього зчеплення його рушіїв із ґрунтом.

Остаточне значення енергонасиченості по (2) буде залежати від величини додаткового відбору потужності $N'_{ввп}$, значення якого ще необхідно обґрунтувати.

З метою оцінки впливу розмірів транспортних засобів мостового типу та параметрів їх рухів на коефіцієнт землевикористання при облаштуванні поля транспортними технологічними доріжками розглянемо, як варіант, вид і спосіб руху мостового засобу (рис. 3), який за загальноприйнятою класифікацією можна віднести: за організацією території – загінний; за напрямом робочих ходів – гоновий; за схемою обробітку загінки – човниковий; за видом повороту – безпетльовий.

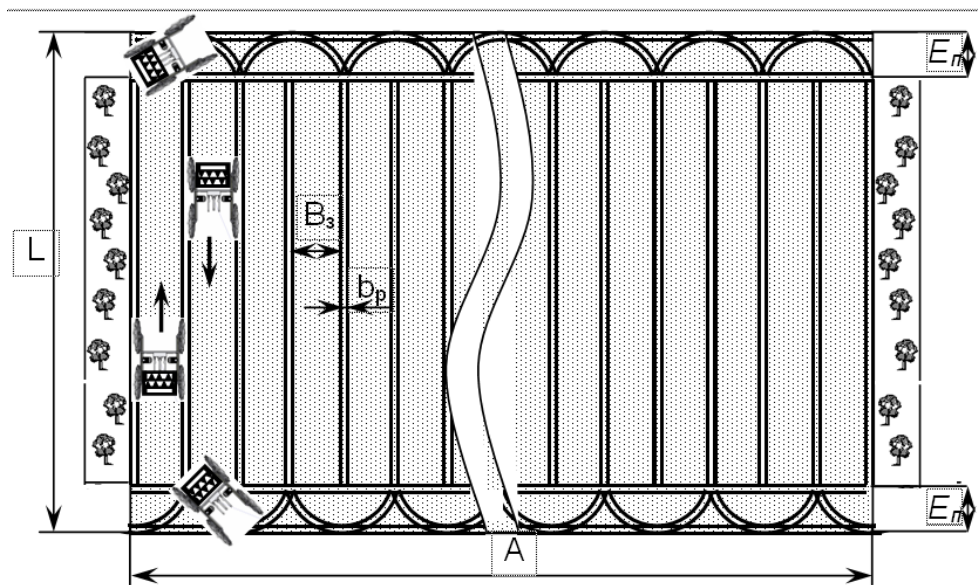


Рисунок 3 – Схема планування карти поля для роботи мостових агрозасобів: A та L – ширина та довжина поля; B_3 – ширина робочої смуги, E_n – ширина поворотних смуг; b_p – ширина транспортної технологічної доріжки.

З урахуванням прийнятого виду і способу руху мостового агрозасобу проведеними дослідженнями [4] було встановлено, що вплив його розмірів та параметрів рухів на втрати площі поля під інженерну зону можна оцінити відносною величиною коефіцієнту втрат w_i , що для представленого транспортного засобу ТДАТУ (рис .1) та прийнятого способу руху (рис. 3) дорівнює:

$$w_i = (b_c + c) \cdot ([L - 2(K + b_c + c)] \cdot [(A - b_c - c) / K + 1] + 4A + \pi \cdot (A - b_c - c)) / (L \cdot A), (3)$$

де: A та L – ширина та довжина поля;
 b_c - ширина сліду від рухів агрозасобу;
c - ширина охоронної зони (або технологічний допуск);
K - колія агрозасобу.

Аналіз рівняння (3) показав [4], що при прямокутній конфігурації ділянки поля використання мостових агрозасобів з відносно невеликими коліями (до 12

м) та вузькими рушіями (наприклад, шириною профілю шини 15,5R або 16,9R) зумовлюють величину втрат площі поля під інженерну зону в межах 7,5-12,5%, а з коліями більшими за 12 м і більш широкими рушіями (наприклад, шириною профілю шини 23,1R) - не більше 5% загальної площі.

Для експериментального зразку транспортного засобу ТДАТУ величина втрат площі поля під інженерну зону для означеного способу руху становить до 13%, якщо використовувати рушії з шириною 0,39 м [4].

На величину площі транспортної технологічної доріжки суттєво впливає технологічний допуск ϵ , який обумовлений, зокрема, амплітудами поперечних відхилень агрозасобу від прямолінійного руху, що суттєво впливає на втрати площі поля під інженерну зону [4]. Із збільшенням технологічного допуску до 0,3 м втрати площі під інженерну зону збільшуються в 1,5-1,75 разів. Тому, практичне використання транспортних агрозасобів мостового типу в системі колійного землеробства потребує обґрунтування принципів їх автоматичного водіння, що дозволить максимально зменшити амплітуду відхилень від заданої прямолінійної траєкторії руху, і, як наслідок, величину технологічного допуску.

Висновки. Для транспортного забезпечення системи колійного землеробства доцільно створювати спеціалізовані роботизовані самохідні електрифіковані транспортні агрозасоби мостового типу з розворотом у виваженому стані (прикладом яких є транспортний засіб ТДАТУ), що дає змогу зменшити втрати площі поля на організацію транспортної системи у межах поля.

В межах робочих швидкостей руху до 10 км/год енергонасиченість спеціалізованих транспортних засобів дорівнює 23,5 кВт/т.

Для експериментального зразку транспортного засобу ТДАТУ величина втрат площі поля під інженерну зону для означеного способу руху становить до 13% для ширини профілю рушіїв 0,39 м. Збільшенні колії транспортного засобу до 12 м і більше зумовлює величину втрат під інженерну зону не більше 5% загальної площі.

Список використаних джерел

1. Скуратович А. Развитие способов снижения давления на почву / А. Скуратович // Докучаевские чтения ТРИЗ-профи [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://www.trizminsk.org>.
2. Черепухін В.Д. Перспективи колійної системи землеробства / В.Д. Черепухін, В.Т. Надикто // Техніка АПК. - Київ, 1998. - №3.
3. Улексин В.А. Мостовое земледелие. Монография / Улексин В.А. – Днепропетровск: Пороги, 2008.-224 с.
4. Кувачов В.П. Землевикористання при облаштуванні поля для роботи енерготехнологічних засобів мостового типу / В.П. Кувачов // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.1, Т.3. Режим доступу: www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtdau.
5. Улексін В.О. Спеціалізований транспортний засіб для мостового землеробства / В.О. Улексін // Транспорт. Дорожні та будівельні машини.

Вісник КДПУ. Вип. 1/2007(42). Частина 1. – С.87-89.

6. Кувачов В.П. Обґрунтування енергонасиченості спеціалізованих самохідних енерготехнологічних засобів мостового типу / В.П. Кувачов // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013.

Анотация

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО ДЛЯ КОЛЕЙНОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ

Кувачев В.

В работе обоснована необходимость разработки специализированного транспортного средства, которое приспособлено для реализации транспортных процессов в системе колеечного земледелия.

Summary

SPECIALIZED VEHICLE FOR AGRICULTURE RUT

V. Kuvachov

The necessity of developing the specialized vehicle which is adapted to the implementation of transport processes in the rut of agriculture.

УДК 631.372.004.952.8

ДОСЛІДЖЕННЯ КУТОВИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ РАМИ ГРУНТООБРОБНОЇ МАШИНИ ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОПЕРАЦІЇ

**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., Зиков В.В.**

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Приведені дослідження кутових переміщень ґрунтообробної машини при нестійкому русі машинно-тракторного агрегату в польових умовах за допомогою розробленого вимірювально-реєструючого комплексу.

Постановка проблеми. В роботах багатьох авторів [1,2,3] розглядається питання нестійкого руху машинно-тракторного агрегату (МТА), зокрема впливу начіпного пристрою на рух об'єктів ґрунтообробної системи – трактор або ґрунтообробну машину. Експериментальні дослідження кутової стійкості ґрунтообробної машини в поздовжньо-вертикальній площині безпосередньо під час виконання технологічної операції є досить складною та затратною частиною науково-пошукового комплексу досліджень нестійкого руху МТА.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Виходячи з теоретичних досліджень механічної системи «трактор-начіпка-плуг» в поздовжньо-

вертикальній площині [1, 2], бачимо, що втрата якості обробітку виникає в більшій мірі від впливу кутових коливань остова трактора на кутові відхилення рами плуга. Роль начіпного механізму за таких умов зводиться тільки до кількісного перетворення моментної взаємодії між трактором та плугом.

Мета досліджень. Розробка і апробація системи для вимірювань і фіксації поздовжньо-вертикальних кутових переміщень механічної системи «трактор-начіпка-грунтообробна машина» під час виконання технологічної операції.

Основний зміст досліджень. Базуючись на висновках, що зроблені після проведення аналізу раніше виконаних досліджень [3, 4], бачимо, що визначаючим фактором, який впливає на якість обробітку ґрунту, є кутові переміщення плуга. Передні колеса трактора, копіюючи макронерівності поля, викликають кутові переміщення остова трактора в поздовжньо-вертикальній площині. Ці відхилення через начіпний пристрій передаються на раму плуга, що викликає наднормативні вертикальні відхилення його робочих органів. Для структурного дослідження механічної системи «трактор-начіпка-плуг» з серійним начіпним механізмом, яка знаходиться у стійкому русі в поздовжньо-вертикальній площині, умовно вважаємо, що в системі присутній тільки відносний рух у вигляді кутових переміщень остова трактора, котрий викликає плоско-паралельні переміщення ланок начіпки і далі впливає на кутові відхилення рами плуга відносно вісі його опорного колеса. Тобто схему механічної системи приводимо до структурної схеми умовної моделі, в якій вихідною буде кулачкова група з коромисловим штовхачем, коливальний рух якого буде моделювати кутові переміщення остова трактора відносно вісі його задніх коліс. Умовний кулачок рухається поступально з робочою швидкістю орного агрегату, а його профіль формується нерівностями поверхні поля (рис. 1). Будь-яке кутове переміщення остова, що викликане підйомом вісі передніх коліс над вісю задніх або навпаки, відрізняється тільки знаком кута нахилу і має однаково негативний вплив на якість обробітку.

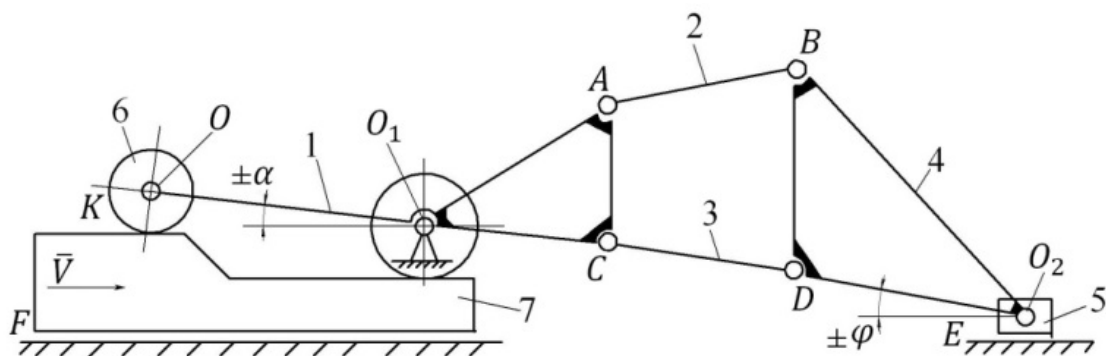


Рис. 1 – Структурна схема моделі механічної системи «трактор – начіпка – плуг» з серійним начіпним механізмом: 1 – коромисловий штовхач (остов трактора); 2 – верхня поздовжня тяга начіпки; 3 – нижня поздовжня тяга начіпки; 4 – рама плуга; 5 – опорне колесо плуга; 6 – переднє колесо трактора; 7 – імітатор нерівностей (поступальний кулачок); α , φ – поздовжні кути нахилу остова трактора та рами плуга; А, С, В, D – приєднувальні шарніри начіпного механізму; О, О1, О2 – осі передніх, задніх коліс трактора та опорного колеса плуга.

За результатами проведених теоретичних досліджень розроблено експериментальний варіант структурної схеми орного агрегату, в якій передбачається розміщення польового колеса плуга біля його п'ятого корпусу. Для реалізації такої схеми та для проведення досліджень якості обробітку в порівнянні зі штатною в польових умовах, конструкцію плуга ПЛН-5-35 було доповнено кронштейном для встановлення додаткового польового колеса серійної компоновки (рис. 2).

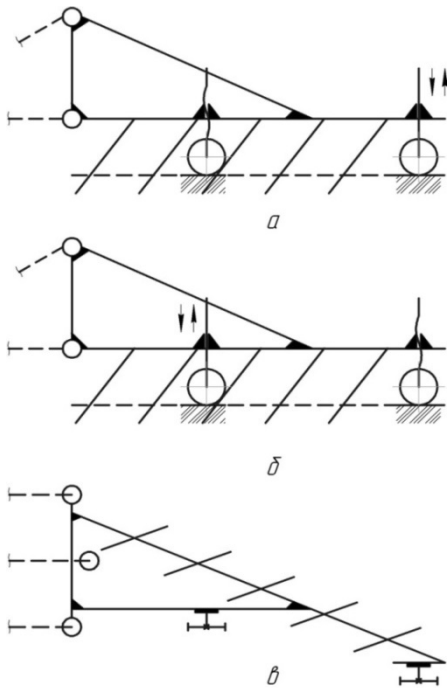


Рис. 2 – Варіанти оформлення структурної схеми плуга для досліджень поздовжньо-вертикальної кутової стійкості руху на базі ПЛН-5-35: а) штатна схема (опорне колесо біля другого, колесо-датчик біля п'ятого); б) експериментальна схема (опорне колесо біля п'ятого, колесо-датчик біля другого корпусу); в) структурна схема плуга в поздовжньо-горизонтальній площині.

В залежності від варіанту структурної схеми орного агрегату одне з двох польових коліс плуга налаштовується як опорне, а інше слугує в якості механічного датчика (рис. 3). У цьому випадку вертикальна стійка польового колеса розблоковується відносно рами плуга, для цього розмикається гвинтова кінематична пара, передбачена у серійному варіанті для регулювання глибини оранки. Під час руху агрегату в загінці вісь колеса-датчика разом зі стійкою здійснює вертикальний поступальний рух відносно рами плуга, умовно підсумовуючи коливання глибини оранки і коливання макронерівностей необробленої поверхні поля. Але оскільки порівняльні дослідження варіантів начіпки проводяться за однакових умов макрорельєфу, тобто обидва варіанти структурних схем начіпки досліджуються в одній загінці, то вплив безпосередньо показників макронерівностей рельєфу для порівнювальних варіантів можна виключити.



Рис. 3 – Плуг ПУН-5-35, укомплектований додатковим колесом-датчиком та механічним перетворювачем руху

Зазвичай при проведенні експериментальної частини дослідницьких робіт безпосередньо в полі використовують вимірювально-реєструючу систему, яка здебільшого містить декілька стандартних пристроїв: осцилограф, спектр-аналізатор, самописець, логічний аналізатор (генератор). Кожний такий пристрій, окрім наявності інтерфейсного роз'єму та індивідуального джерела живлення, вимагає створення окремого місця, де будуть розміщуватись названі вимірювальні пристрої. Для застосування такого вимірювально-реєструючого комплексу в польових умовах необхідно розмістити його елементи в кабіні трактора, що, в свою чергу, призводить до суттєвого ускладнення проведення лабораторно-польових досліджень, збільшення їх вартості та зменшення надійності.

Для проведення порівняльної оцінки рівномірності обробки ґрунту МТА з серійним та розробленим начіпними пристроями безпосередньо під час руху агрегату в загінці було розроблено мобільний вимірювально-реєструючий комплекс (рис.4).

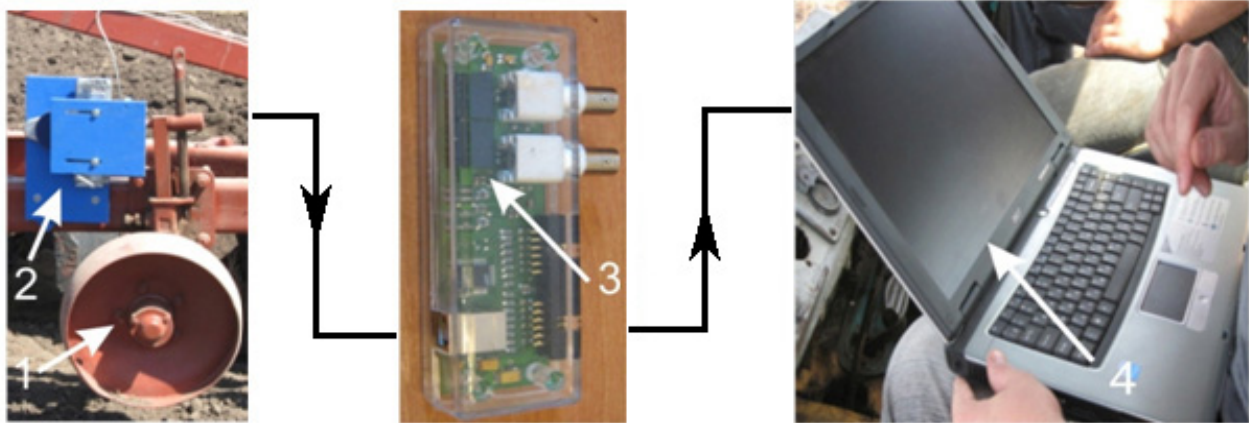


Рис. 4 – Вимірювально-реєструючий комплекс для досліджень кутових переміщень рами плуга: 1 – колесо-копір; 2 – датчик-перетворювач; 3– аналого-цифровий перетворювач (USB- осцилограф); 4 – реєструючий пристрій (ноутбук).

Вимога щодо дослідження якості обробки, зокрема рівномірності глибини обробки орним агрегатом з різними структурними схемами в

ідентичних умовах (однаковий макрорельєф, вологість та твердість оброблювальної поверхні і т. ін.) поставила досить жорсткі вимоги щодо оперативності налаштування мобільного вимірювально-реєструючого комплексу, зокрема його механічної вимірювальної частини. Для забезпечення плаваючої установки границь вимірювання рівномірності обробітку, швидкого блокування та розблокування механічної частини датчика з електричною в польових умовах, можливості виключення руйнівного руху в механічній частині вимірювальної системи внаслідок наднормативних зазорів в конструкції штатного польового колеса, проведення тарування системи в полі без переобладнання і можливості швидкого переобладнання опорного колеса у вимірювальне та навпаки (рис. 5), було розроблено і виготовлено датчик-перетворювач (рис. 6) на кафедрі теоретичної механіки і деталей машин ХНТУСГ ім. П. Василенка.



Рис. 5 – Переведення опорного колеса плуга в режим колеса-датчика в польових умовах.

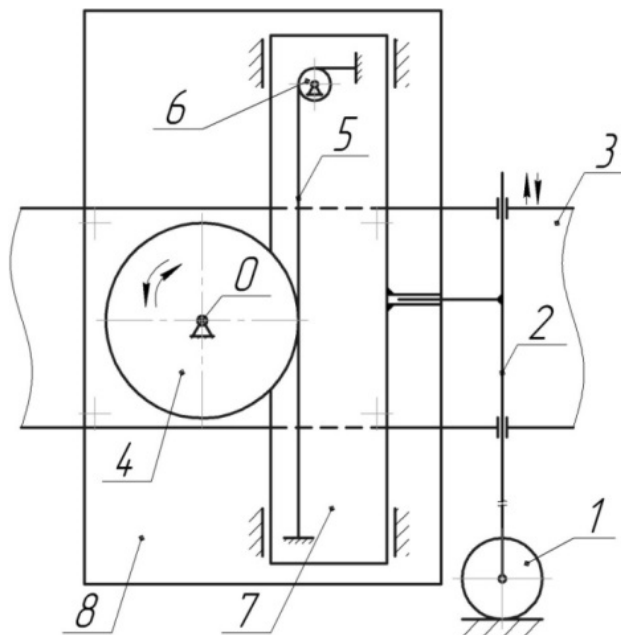


Рис. 6 – Структурна схема датчика-перетворювача для досліджень кутових переміщень рами плуга: 1 – колесо-копір; 2 – стійка колеса; 3 – рама плуга; 4 – шків-перетворювач; 5 – стальна струна; 6 – натяжний пристрій; 7 – напрямна платформа; 8 – базова платформа.

Для встановлення границь вимірювання глибини обробки передбачено натяжний пристрій 6, котрий дозволяє блокувати або розблокувати шків-перетворювач 4 через сталю струну 5 з базовою платформою 8 та напрямною платформою 7. Розблокувавши (послабивши натяг струни) натяжним пристроєм ці платформи, переміщуючи напрямну платформу при нерухомому шківі-перетворювачі, встановлюють межі вимірювань на резисторі. Хід напрямної платформи – 300мм. Оскільки відхилення глибини оранки від заданої можливі як в сторону збільшення, так і зменшення, початкове положення системи встановлюють на можливі переміщення ± 150 мм. Після чого, блокуючи напрямну платформу і шків-перетворювач, виконують тарування системи: роз'єднують механічний зв'язок між стійкою 2 та напрямною платформою і встановлюють останню в крайні положення, які фіксуються реєструючою системою, пульт керування котрою розміщено в кабіні трактора.

Під час руху досліджуваного орного агрегату в загінці колесо-копір постійно контактує з необробленою поверхнею поля, і будь-яке кутове відхилення рами плуга відносно його опорного колеса буде викликати вертикальне переміщення стійки колеса-копіра відносно рами плуга (рис. 7). Це поступальне переміщення за допомогою перетворюючого пристрою вже у вигляді кутового фіксується датчиком-резистором і далі у вигляді електричного імпульсу обробляється та записується вимірювально-реєструючою системою на ноутбук.



Рис. 7 – Колесо-датчик та датчик-перетворювач в польових умовах

Загальна структурна схема вимірювальної системи (рис. 8) складається з датчика (Д), аналого-цифрового перетворювача (АЦП) та персонального комп'ютера (ПК). Робота системи починається з подачі живлення на датчик, далі завантажується програмне забезпечення, яке керує роботою АЦП та виконує інші операції з обробки та запису сигналу від датчика. У загальному вигляді система працює у режимі електронного самописця.



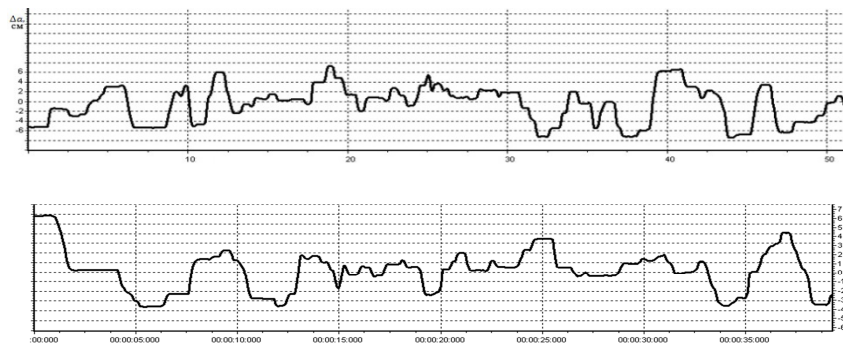
Рис. 8 – Структурна схема вимірювальної системи

Аналоговий сигнал, котрий зчитується з резистора перетворюючого пристрою, є безперервною функцією часу. Для отримання значень коливань глибини обробітку в деякий момент часу необхідно мати частоту вибірки цифрових значень з аналогового сигналу, тобто зняти частоту дискретизації АЦП – частоту, з якою виробляються цифрові значення.

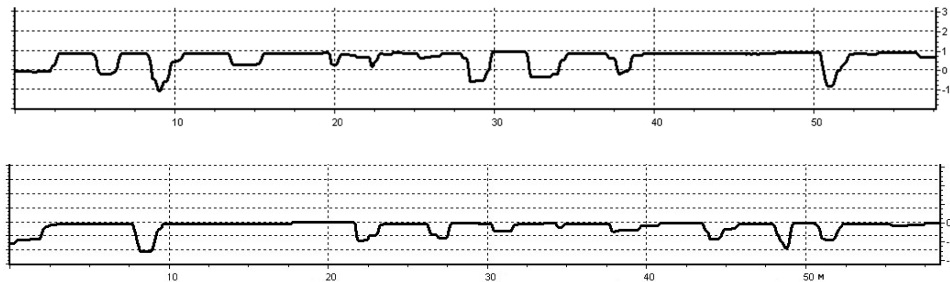
Сигнал, що безперервно змінюється з обмеженою спектральною щільністю підлягає оцифровці, тобто значення сигналу вимірюються через інтервал часу T – період дискретизації, і вхідний сигнал може бути точно відновлено з дискретних у часі значень шляхом інтерполяції. Точність відновлення обмежена похибкою квантування. Проте, у відповідності до теореми Котельнікова-Шеннона, точне відновлення можливе тільки якщо частота дискретизації вища, ніж подвоєна максимальна частота у спектрі сигналу. Оскільки реальний АЦП не може виробити аналогово-цифрове перетворення миттєвого, вихідне аналогове значення повинно утримуватися сталим, по меншій мірі від початку до кінця процесу перетворення (час перетворення). Ця задача розв'язується шляхом використання спеціалізованої системи на вході АЦП – пристрій вибірки-зберігання (ПВЗ). ПВЗ, як правило, зберігає вхідну напругу в конденсаторі, котрий з'єднано з входом через аналоговий ключ: при замкненні ключа відбувається вибірка вхідного сигналу (конденсатор заряджається до вхідної напруги), при розімкненні – процес зберігання. АЦП виконана у вигляді інтегральної мікросхеми, яка містить вбудований ПВЗ. Живлення вимірювального комплексу постійним струмом 12 В здійснювалось автономною акумуляторною батареєю. Тривалість запису досліджуваних параметрів відбувалась на протязі всієї заїмки і була не меншою 54 с. Перед початком проходження експериментальної заїмки після налагодження необхідного варіанту схеми орного МТА проводилось тарування вимірювально-реєструючої системи з записом максимальних відхилень колеса-датчика та налагодження реєструючої системи на нуль.

При дослідженнях рівномірності обробітку ґрунту, окрім стандартних методик, використовували мобільний вимірювально-реєструючий комплекс для запису поздовжніх профілограм глибини оранки (рис. 9).

Висновок. Апробовано розроблену систему для вимірювань і фіксації поздовжньо-вертикальних кутових переміщень механічної системи «трактор-начіпка-ґрунтообробна машина» в польових умовах, що дозволяє досліджувати стійкість руху МТА при різних варіантах його компоновки.



а)



б)

Рис. 9 – Профілограми рівномірності глибини обробітки ґрунту агрегатами ХТЗ-150К+ПЛН-5-35 та ХТЗ-17021+ПУН-5-40 з начіпним пристроєм: а) серійним; б) розробленим

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 расчет почвообрабатывающих 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. кандидата технических наук: Слободюк В.Я. – Харьков, 1964. – 197с.
4. Скофенко С.М. Підвищення ефективності експлуатації орного агрегату при нестійкому русі: дис. кандидата технічних наук: Скофенко С.М. – Харків, 2010. – 163с.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЯ УГЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ РАМЫ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ ВО ВРЕМЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОПЕРАЦИИ

Пастухов В., Скофенко С., Фесенко Г., Миленин А., Зыков В.

Проведены исследования угловых перемещений почвообрабатывающей машины при неустойчивом движении МТА в полевых условиях с помощью разработанного измерительно-регистрирующего комплекса.

Abstract

STUDY OF THE ANGULAR MOVEMENT BETWEEN THE FRAME TILLAGE MACHINES DURING TECHNOLOGICAL OPERATIONS

V. Pastukhov, S. Skofenko, S. Fesenko, A. Milenin, V. Zykov

Researches angular displacement of tillers in unstable movement of tractor units in the field with the help of the developed measuring and recording facility.

УДК 631:54.04

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЗЕРНОВИХ СІВАЛОК

**Пастухов В.І., д.т.н., проф., Бакум М.В., к.т.н., проф.,
Нікітін С.П., к.т.н., доц., Михайлов А.Д., к.т.н., доц.,
Абдуєв М.М., к.т.н., доц., Кириченко Р.В., к.т.н., доц., Ящук Д.А. асист.**

*Харківський національний технічний університет
сільськогосподарства імені Петра Василенка*

Проаналізовані недоліки існуючих способів та засобів для висіву зернових культур. Запропоновано спосіб підвищення рівномірності висіву насіння сільськогосподарських культур та нова конструкція дводискового сошника для рівномірного висіву насіння

Постановка проблеми і аналіз публікацій. В сільськогосподарському виробництві використовуються груповий висів насіння і поштучний – точний висів. Для реалізації групового висіву насіння використовуються дозатори котушкового типу які з насінневого бункера дозують насіння в насіннепровід. По насіннепроводах насіння транспортується до сошників, які формують борозенки і зароблюють насіння на задану глибину.

Для реалізації точного висіву використовуються різні конструкції висівних апаратів які забирають із насінневого бункера поштучно насіння і рівномірно, з певним кроком, скидають у спрямовуючі воронки по яким воно транспортується до дна борозни, утвореної сошником [1, 2, 3, 4].

В кожному способі сівби насіння транспортується від дозуючих пристроїв до борозенок на певну відстань. Наприклад, у зернових сівалках ця відстань становить 50-100 см, а в спеціальних сівалках від 5 до 30 см. В усіх сівалках привід дозуючих пристроїв виконується від опорно-приводних коліс. Тому, під час сівби, при зупинці сівалки, дозуючі пристрої теж відразу зупиняються і перестають дозувати насіння, а те що раніше подане продовжує транспортування вздовж насіннепроводів або спрямовуючих воронок до дна борозни. Це призводить до висипання значної кількості насіння в одну точку кожного рядка. Крім того, при подальшому відновленні руху сівалок, необхідний певний час, щоб насіння долетіло від дозуючого пристрою до дна борозенки, але за цей час сівалка переміститься на певний відрізок поля, який

звичайно буде не засіяний. В цьому полягає основний недолік існуючих сівалок для сівби насіння [2, 3].

Частково зазначений недолік усувається у виробничих умовах за рахунок виключення зупинок сівалок при роботі в загонці, за винятком аварійних. Тому зазначений недолік в основному проявляється лише на кінцях рядків, тобто на розворотних полосах, які додаткового засіваються в напрямку поперечному до основних рядків [5].

Метою розробки є підвищення рівномірності висіву насіння вздовж рядків по полю за рахунок виключення довільного висипання насіння в борозенки рядків після зупинки сівалок.

Результати розробки. Поставлена задача вирішувалась за рахунок того що насіння, яке транспортується до борозенок, біля самого їх дна збирається при зупинці сівалки і рівномірно висівається на дно борозенок при відновленні руху сівалки [6].

Для реалізації запропонованого способу в сошниках серійних сівалок пропонується встановити додаткові пристрої зв'язані з датчиками руху сівалок, які при зупинці сівалок перекривають можливість висипання насіння у борозенку, а при відновленні руху сівалки плавно відкривається доступ насіння до висипання в рядок.

Такі сівалки забезпечать рівномірний висів насіння яке дозувальними пристроями подається і транспортується по насіннепроводах, або спрямовуючих воронках до дна борозенок сформованих на полі сошниками. Насіння яке транспортується по насіннепроводах, або спрямовуючих воронках після зупинки сівалки, біля самого дна борозенок, збирається додатковими пристроями, виключаючи тим самим висів значної кількості насіння в одну точку рядка (загущеність посівів). При відновленні руху сівалки, додаткові пристрої зібране насіння, в момент зупинки сівалки, рівномірно висівають на дно борозенок, поки насіння, яке почали висівати дозувальні пристрої, транспортується по насіннепроводах. За рахунок цього виключаються відрізки рядків незасіяних на початку роботи сівалок.

Розроблений дводисковий сошник[7] складається з корпусу 1 (рис.1) з маточиною 2, на похилих осях якої встановлені диски 3, приймальної воронки 4 та напрямника насіння, який складається з двох частин: задньої нерухомої частини 5 та передньої рухомої частини 6, яка встановлена на осі 7 і шарнірно приєднана до задньої частини 5 з можливістю її повороту. При цьому передня частина 6 виконана криволінійною і встановлена випуклою стороною до маточини 2 сошника.

До передньої частини 6 прикріплено фрикційнийнаконечник 8, який взаємодіє з внутрішньою поверхнею дисків 3, що обертаються, а до нижньої стлорони задньої частини 5 напрямника прикріплена зворотня пружина 9, яка підпирає передню його частину 6.

Дводисковий сошник сівалки працює наступним чином. При переміщенні сівалки по полю в напрямку стрілки VM (рис. 1) її сошники формують борозенки для насіння. Висівним апаратом (на схемі не наведено) насіння по насіннепроводу подається до приймальної воронки 4 і по напрямнику, який

складається з двох частин: задньої нерухомої частини 5 та передньої рухомої частини 6, яка знаходиться у робочому положенні 10 і підпирається зворотньою пружиною 9 (робоче її положення 11) надходить на дно борозенки. Робоче положення передньої рухомої частини 6 (положення 10) та зворотньої пружини 9 (положення 11) на схемі наведено пунктиром. Після проходження сошника насіння в борозенці присипається ґрунтом на глибину заробки насіння, яка регулюється механізмом зміни глибини ходу сошників.

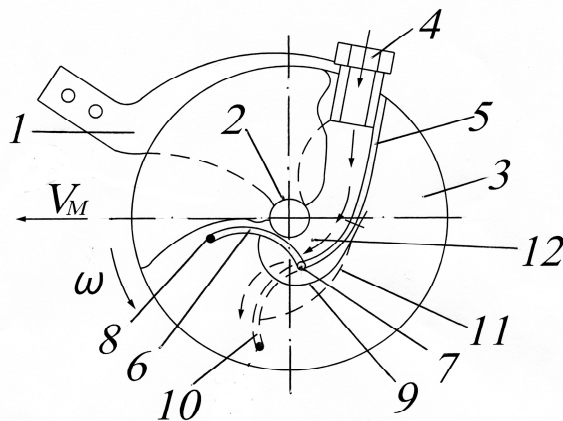


Рис.1 – Конструктивна схема дводискового сошника:

1 – корпус, 2 – маточина, 3 – диск, 4 – приймальна воронка, 5 –напрямок насіння, 6 – рухома частина напрямника, 7 – вісь, 8 – фрикційний наконечник, 9 – пружина, 10 та 11 – робочі положення рухомої частини напрямника 6 та пружини 9, 12 – зона накопичення насіння

При зупинці посівного агрегату висівні апарати, які приводяться в рух від опорних коліс також зупиняються. При цьому зупиняються і обидва диски 3 дводискового сошника сівалки. В цей момент розтягнута (виправлена) пружина 9 переважаючи зусилля тертя фрикційного наконечника 8, який взаємодіє з внутрішньою поверхнею дисків 3 і які в цей момент не обертаються, повертає навколо вісі 7 передню рухому частину з її робочого положення 10 у положення 6 (фіг.1) і перекриває таким чином канал руху насіння до борозенки. В цей час висіане насіння, що переміщувалось по насіннепроводу, до приймальної воронки 4 та по задній нерухомій частині 5 напрямника збирається в кінці задньої нерухомої частині 5 напрямника – зона 12 біля вісі 7 та передньої рухомої частини напрямника 6, яка своєю випуклою стороною підходить до маточини 2 сошника і не потрапляє в борозенку і тим самим виключається збільшення нерівномірності висіву, а саме виключається висів декількох насінин в одне гніздо.

При послідовному початку руху сівалки починають обертатися висівні апарати і висівати насіння. Одночасно з цим приводяться в рух диски 3 дводискового сошника сівалки. Внутрішня поверхня дисків 3 взаємодіє з фрикційним наконечником 8 передньої рухомої частини напрямника 6. В наслідок такої взаємодії передня рухома частина напрямника 6 плавно переходить в робоче своє положення 10, утворюючи таким чином плавну подачу

насіння з зони накопичення насіння 12, при зупинки сівалки, до борозенки, при відновленні її руху. Поворот передньої рухомої частини напрямника 6 навколо вісі 7 в своє робоче положення стає можливим коли момент від сили тертя фрикційного наконечника 8 перевищить силу деформованої пружини 9 у робочому її стані 11. Саме висів накопиченого насіння з зони 12, яке накопичилось в ній при зупинці сівалки за час поки сформується новий потік насіння, при відновленні руху сівалки, від висівного апарата до дна борозенки, забезпечить виключення пропусків при початку руху сівалки.

Висновки

1. Запропонований спосіб висіву забезпечує сталий висів насіння, навіть при зупинках посівної техніки. Це підвищує загальну рівномірність сівби, забезпечує однакові умови для проростання і розвитку рослин на всьому полі та підвищення урожайності сільськогосподарських культур.

2. Розроблена конструкція дводискового сошника сівалки, забезпечує збирання насіння висівного апаратом під час зупинки з послідуочим рівномірним висівом в борозенку на початку руху сівалки, що підвищує рівномірність висіву насіння.

Список використаних джерел

1. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: Піручник, 2–е вид. – К.: Коровела, 2008. – 552 с.
2. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини. Книга 1. Машини для рільництва. К.: Урожай. 2001. – 384 с.
3. Бакум М.В., Бобрусь І.С., Михайлов А.Д., Морозов І.В., Нікітін С.П. Сільськогосподарські машини. Частина 3. Посівні машини. За ред. М.В.Бакума. – Харків: 2005. – 332с.
4. Пат.76895 України, МПК А01С 5/00 Спосіб висіву насіння сівалками / Бакум М.В., Нікітін С.П., Михайлов А.Д., Кириченко Р.В. - № 2012 06430; заявл. 28.05.2012; опубл. 25.01.2013, Бюл. № 2.
5. Пат.82383 України, МПК А01С 7/00 Двродисковий сошник / Бакум М.В., Нікітін С.П., Михайлов А.Д., Пастухов В.І., Абдуєв М.М., Ящук Д.А. - № 2013 02956; заявл. 11.03.2013; опубл. 25.07.2013, Бюл. № 14.

Аннотація

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ МОДЕРНИЗАЦИИ ЗЕРНОВЫХ СЕЯЛОК

Пастухов В., Бакум Н., Никитин С., Михайлов А., Абдуев М.,
Кириченко Р., Ящук Д.

Проанализированы недостатки существующих способов и устройств для посева зерновых культур. Предложен способ повышения равномерности посева семян сельскохозяйственных культур и новая конструкция двух дискового сошника для равномерного посева семян.

Abstract

FUTURE DIRECTIONS MODERNIZATION GRAIN DRILLS

V. Pastukhov, N. Bakum, S. Nikitin, A. Mikhailov, M. Abduyev,
R. Kirichenko, D. Yashchuk

Identified shortcomings of existing methods and devices for planting crops. Provides a method for improving the uniformity of sowing crops and new construction of two disk opener for uniform seeding.

УДК 631.362

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ НАСІННОСОЧИСНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ДООЧИЩЕННЯ ТА СОРТУВАННЯ НАСІННЯ КАПУСТИ

**Бакум М.В., к.т.н., проф., Михайлов А.Д., к.т.н., доц.,
Козій О.Б., к.т.н., доц., Нікітін С.П., к.т.н., доц., Шептур О.А., к.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Наведені результати експериментальних досліджень сепарації насіння капусти на вібраційній насінносочисній машині та визначені раціональні параметри при встановленні яких на машині можливо отримати насіння з високими посівними якостями при максимальному його виході.

Постановка проблеми. Однією з задач сільського господарства було і залишається збільшення та підвищення якості виробництва врожаю овочевих культур, у тому числі капусти.

В системі заходів щодо забезпечення високих та сталих врожаїв важливе значення має очищення, сортування та відбір для посіву біологічно найбільш повноцінного насіння.

Велика кількість різновидів дрібнонасіневих сумішей овочевих культур та недосконалість технологічного процесу зерноочисних машин загального призначення викликає необхідність розподілення за фракціями матеріалу із зміною технологічних ліній для наступної обробки насіння з використанням спеціальних зерноочисних машин. Але використання цих машин для сепарації насіння овочевих культур, у тому числі насіння капусти, не завжди призводить до отримання висококондиційного насіння [1].

До посівного матеріалу, від якості якого залежать сталі та високі врожаї, висуваються усе більш високі вимоги. Тому виникає задача по удосконаленню конструкцій існуючих зерноочисних машин, визначенню нових ознак розділення компонентів насінневих сумішей, розробки і використання нових високоефективних та високопродуктивних засобів механізації для сепарації насінневих сумішей капусти.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підвищення врожайності овочів, у тому числі капусти, може забезпечити правильно поставлене виробництво насіння.

Тому особливу увагу надається розробці прогресивних технологій збирання, післязбиральної обробки насіння та створенню для цього сучасних машин.

Збільшення виробництва насіння капусти, очищення від важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок, підвищення посівних і врожайних властивостей (вмісту насіння основної культури, схожості, енергії проростання, маси 1000 штук насінин та ін.) багато в чому визначається досконалістю технологічного процесу післязбиральної його обробки.

Значні площі під насінниками у спеціалізованих господарствах, недостатня кількість людських ресурсів, відсутність ефективних хімічних засобів у боротьбі з бур'янами, комбайнове збирання насінників (як роздільне, так і пряме) ускладнюють задачу очищення та сортування насіння капусти, доведення його якості до високих посівних кондицій.

Будівництво зерноочисних пунктів у господарствах недоцільне, тому що це призводить до розпилення засобів, неефективному використанню дорогого устаткування, недостатньому його завантаженню та ін. Навпаки - на зерноочисних заводах можна організувати роботу за прикладом промислових підприємств, застосувавши дороге устаткування, ефективно його використовуючи (у дві зміни), залучити висококваліфікованих фахівців, створити нормальні умови праці.

В сучасному технологічному процесі післязбиральної обробки насіння передбачається два етапи. Перший - попереднє очищення та сушіння вороху насіння до кондиційної вологості, другий - остаточне його очищення та сортування [1].

Технологічна схема сепарації насіння капусти заснована на використанні в певній послідовності багатьох ознак розділення: аеродинамічних властивостей, розмірних характеристик, щільності, коефіцієнта тертя та ін.

Розв'язання проблеми підвищення якості насіння пов'язано із створенням нових високоефективних засобів по очищенню та сортуванню насінневих сумішей капусти. До таких засобів слід віднести вібраційні насіннеочисні машини, застосування яких відкриває можливості удосконалення процесу сепарації насіння капусти [2-7].

Дослідженнями встановлено, що вібраційні насіннеочисні машини, які розділяють насінневі суміші за комплексом фізико-механічних властивостей, зарекомендували себе з позитивної сторони при підготовці насінневого матеріалу технічних, круп'яних, масляних, лікарських, трав та інших культур.

Мета досліджень. Дослідити можливість доочищення та сортування насіння капусти на вібраційній насіннеочисній машині та визначити її раціональні параметри для отримання максимальної кількості насіння основної культури з високими посівними показниками.

Результати досліджень. Для доведення насіння капусти до високих посівних кондицій після очищення та сортування його на існуючих

технологічних лініях на підставі проведених експериментальних досліджень, рекомендується застосовувати вібраційну насіннеочисну машину з неперфорованими фрикційними поверхнями, що розділяє компоненти насінневих сумішей за комплексом фізико-механічних властивостей (фрикційними властивостями, пружністю і формою насіння) [2-7]..

Дослідження варіаційних кривих розподілення значень граничних кутів підйому насіння капусти, насіння бур'янів та домішок, що входять у вихідну суміш, показали на можливість їх розділення на вібраційній насіннеочисній машині.

Попередні експериментальні дослідження можливості доочищення насіння капусти від важковідокремлюваного насіння бур'янів (гречишки розлогої, марі білої, щетинника сизого, проса курячого) та домішок з одночасним сортуванням насіння основної культури проводилися на вібраційній насіннеочисній машині.

Конструктивно-кінематичні параметри вібраційної насіннеочисної машини були наступними: поздовжній кут нахилу робочої поверхні - $5,1^\circ$; поперечний - $2,3^\circ$; амплітуда коливань робочого органу - 1,1 мм; частота коливань - 1750,0 кол/хв.; кут спрямованості коливань - $29,0^\circ$.

Продуктивність машини при установці однієї робочої поверхні, облицьованою брезентом, склала 4,3кг/год.

Вихідна насіннева суміш капусти була некондиційною [13, 14], тому що в вихідній насінневій суміші містилося насіння бур'янів: щетинника сизого 1,9%, гречишки розлогої 1,7%, проса курячого 2,1%, марі білої 2,1%, домішок містилося 2,9% (таблиця 1).

За один пропуск через вібраційну насіннеочисну машину (друга - п'ята фракції) отримано 89,7% кондиційного насіння.

Вміст насіння бур'янів та домішок першої фракції, відповідно, складає 7,8% та 2,9%, що не відповідає посівним кондиціям у відповідності до ДСТУ [13, 14].

В шостий - восьмий приймальники потрапило неповноцінне насіння капусти з великим вмістом насіння бур'янів, відповідно: 10,1%, 16,1%, 21,6% і значним вмістом домішок: 22,6%, 24,5%, 27,3%.

Втрати насіння основної культури склали при цьому близько 6,0% від загальної маси насінневої суміші.

Необхідно відзначити, що при такому способі доочищення насіння капусти, відбувається одночасно відбір у відхід (шостий - восьмий приймальники) неповноцінного насіння, з низькою масою 1000 штук насінин, зниженою енергією проростання та схожістю, яке дає низький врожай капусти (на 25,0 - 30,0% нижче врожаю насіння другої - п'ятої фракції).

Схожість та енергія проростання другої - п'ятої фракцій, у порівнянні з показниками вихідного насіння, відповідно, підвищились на 14,0%; 11,0%; 10,0%; 9,0% та 13,0%; 10,0%; 9,0%; 7,0%.

Маса 1000 штук насінин капусти у перших п'яти приймальниках, збільшилась, у порівнянні з масою 1000 штук насінин вихідної суміші, на 0,2 - 1,7г.

В наступних трьох приймальниках (шостий - восьмий) спостерігалось зменшення маси 1000 штук насінин на 0,5 - 1,1г порівняно з масою 1000 штук насінин вихідної суміші.

Для отримання насіння капусти з максимальним його виходом та високою якістю були проведені дослідження по визначенню раціональних параметрів процесу доочищення та сортування насіння на вібраційній насіннеочисній машині.

На підставі попередніх досліджень встановлено, що на процес сепарації насіння капусти суттєво впливає: амплітуда коливань - A , частота коливань - ω , кут спрямованості коливань робочого органу - ϵ ; поздовжній кут - α і поперечний кут - β нахилу фрикційної поверхні до горизонту.

При проведенні експериментів задавалися такі початкові рівні варіювання факторів: $A=1,0\text{мм}$, $\omega=165,0\text{с}^{-1}$, $\epsilon=26,0^\circ$, $\alpha=4,7^\circ$, $\beta=2,1^\circ$.

Були обрані наступні інтервали варіювання досліджуваних факторів: $\Delta A=0,1\text{мм}$, $\Delta\omega=15,0\text{с}^{-1}$, $\Delta\epsilon=1,0^\circ$, $\Delta\alpha=1,0^\circ$, $\Delta\beta=0,5^\circ$.

Фактори позначалися у такий спосіб: A - X_1 , ω - X_2 , ϵ - X_3 , α - X_4 , β - X_5 .

При проведенні досліджень використовувалося центральне композиційне планування [8 - 12].

Крім зазначених параметрів на процес сепарації впливає і подача насінневої суміші на робочий орган машини. При проведенні експериментів подача насінневої суміші на робочий орган вібраційної насіннеочисної машини не змінювалася. Для проведення оптимізації параметрів подача була прийнята 115,0кг/год.

Для проведення досліджень використовувалось насіння капусти, що пройшло обробку на технологічних лініях насінневих заводів. Після доочищення і сортування насінневих сумішей капусти на вібраційній насіннеочисній машині, для одержання порівняльної оцінки, проводилося визначення посівних якостей фракцій насіння (вмісту насіння основної культури, схожості, енергії проростання, маси 1000 штук насінин) при установці на машині значень випадкових і раціональних параметрів. Оптимізація проводилася як для доочищення насіння капусти, так і для його сортування по схожості.

Як критерій оптимізації при доочищенні насіння капусти був прийнятий максимально можливий вихід основної фракції відповідний висококондиційному насінню.

Умови кодування незалежних змінних і прийняті величини інтервалів варіювання наведено у таблиці 2.

Після проведення оптимізації рівняння регресії (1) отриманий раціональний набір параметрів роботи вібраційної насіннеочисної машини. Ці набори параметрів наведено у таблиці 3.

Аналіз даних таблиці показує, що при знайдених параметрах роботи машини значення параметра оптимізації Q_0 більше на 0,42%, у порівнянні з випадковим набором параметрів, при яких параметр оптимізації отриманий максимальним.

Таблиця 1 – Результати доочищення та сортування насіння капусти на вібраційній насіннеочисній машині

Найменування показників	Вихідне насіння	Приймальники насіння (фракцій)							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Розподілення насінневої суміші по приймальниках, %	100,0	4,1	7,9	21,6	32,9	27,3	3,8	1,5	0,9
Розподілення насіння зростаючим підсумком, %	100,0	4,1	12,0	33,6	66,5	93,8	97,6	99,1	100,0
Маса 1000 штук насінин, г	3,9	5,8	5,1	4,8	4,3	4,1	3,4	3,1	2,8
Схожість, %	73,0	88,0	87,0	84,0	82,0	81,0	62,0	57,0	49,0
Енергія проростання, %	69,0	84,0	82,0	79,0	78,0	76,0	58,0	51,0	42,0
Вміст насіння основної культури, %	89,3	76,2	98,7	99,1	98,9	98,6	67,3	59,4	51,1
Вміст домішок, %	2,9	9,7	0,4	0,2	0,4	0,9	22,6	24,5	27,3
Вміст насіння бур'янів, %, у тому числі:	7,8	14,1	0,9	0,7	0,7	0,5	10,1	16,1	21,6
проса курячого	2,1	-	-	-	-	-	1,6	4,2	7,8
щетиника сизого	1,9	5,2	-	-	0,1	0,1	2,9	3,6	5,4
гречишки розлогої	1,7	3,4	0,2	0,3	0,4	0,2	3,1	4,0	4,4
марі білої	2,1	5,5	0,7	0,4	0,2	0,2	2,5	4,3	4,0
Якість насіння	Неконд.	Неконд.	Конд.	Конд.	Конд.	Конд.	Неконд.	Неконд.	Неконд.

Таблиця 2 - Інтервали варіювання незалежних змінних

Змінні	A, мм	ω , c^{-1}	ϵ , град	α , град	β , град
Умовні позначення	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
Основний рівень (0)	1,0	165,0	26,0	4,7	2,1
Верхній рівень (+)	1,1	180,0	27,0	5,7	2,6
Нижній рівень (-)	0,9	150,0	25,0	3,7	1,6

Рівняння регресії має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 Q_0 = & 93,146 - 1,547X_1 + 1,411X_2 + 0,856X_3 - 1,023X_4 + 1,950X_5 - \\
 & - 1,653X_1X_2 + 1,789X_1X_3 - 0,357X_1X_4 - 1,346X_1X_5 + 1,147X_2X_3 - \\
 & - 0,266X_2X_4 + 1,152X_2X_5 + 1,622X_3X_4 + 1,853X_3X_5 - 1,455X_4X_5 - \\
 & - 1,808X_1^2 + 1,097X_2^2 - 2,203X_3^2 + 1,258X_4^2 - 1,394X_5^2.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Результати проведеної порівняльної оцінки якості доочищення насіння капусти на вібраційній насіннеочисній машині при установці випадкових параметрів, при яких отримане максимальне значення параметра оптимізації і раціональних параметрів (таблиця 4) показують, що вихідна суміш за вмістом насіння основної культури (89,0%) не відповідала посівним кондиціям.

Після доочищення насіння при випадковому наборі параметрів отримано 24,9% насіння капусти яке за посівними показниками відповідає першій репродукції і 62,1% насіння, що відповідає кондиціям насіння другої репродукції. При установці на машині раціональних параметрів отримано 69,1% насіння капусти, що відповідає кондиціям насіння першої репродукції і 25,8% насіння другої репродукції [13, 14].

Таблиця 3 – Раціональний набір параметрів вібраційної насіннеочисної машини при доочищенні насіння капусти

Параметр оптимізації	Значення параметра оптимізації	Значення параметрів									
		кодові значення					натуральні значення				
		X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	A, мм	ω, с ⁻¹	ε, град	α, град	β, град
Q ₀	94,7	0,352	-0,953	0,658	0,471	-0,198	1,0	170,0	27,0	4,9	2,2

Критерієм оптимізації сортування насіння капусти по схожості було прийнято середньоквадратичне відхилення маси 1000 штук насінин по приймальниках.

Для обґрунтування прийняття цього критерію була досліджена залежність маси 1000 штук насінин та схожості. Результати наведено у таблиці 5.

Аналіз даних таблиці показує, що між схожістю і масою 1000 штук насінин є кореляційна залежність. При використанні прийнятого критерію, раціональними вважали параметри, що відповідають максимальному значенню середньоквадратичного відхилення маси 1000 штук насінин, отриманих після сортування.

Умови кодування незалежних змінних і прийняті величини інтервалів варіювання факторів наведено у таблиці 2.

Розраховували характеристику за формулою [2]:

$$\delta_m = \sqrt{\sum_{i=1}^n (m_i - m_{cp})^2 \frac{g_i}{g}}; \quad (2)$$

$$m_{cp} = \sum_{i=1}^n m_i - \frac{g_i}{g}; \quad (3)$$

$$g = \sum_{i=1}^n g_i, \quad (4)$$

де: m_i - маса 1000 штук насінин у i -му приймальному; g_i - маса насіння i -го приймальному.

Рівняння регресії має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_{m.к.} = & 2,156 - 1,357X_1 + 1,384X_2 - 0,852X_3 + 1,456X_4 - 1,252X_5 - \\ & - 1,755X_1X_2 + 0,094X_1X_3 + 1,128X_1X_4 + 0,458X_1X_5 - 1,934X_2X_3 + \\ & + 0,651X_2X_4 - 1,712X_2X_5 - 1,152X_3X_4 - 1,809X_3X_5 - \\ & - 1,877X_4X_5 + 1,837X_1^2 + 1,074X_2^2 - 2,216X_3^2 - 2,134X_4^2 + 1,434X_5^2. \end{aligned} \quad (5)$$

Після проведення оптимізації рівняння регресії (5) отримали раціональний набір параметрів роботи вібраційної насіннеочисної машини при сортуванні насіння капусти (таблиця 6).

Аналіз даних таблиці показує, що при знайдених параметрах роботи машини значення параметра оптимізації $\sigma_{m.к.}$ більше на 0,27г, у порівнянні з випадковим набором параметрів, при яких параметр оптимізації отриманий максимальним.

Після сортування насіння при випадковому наборі параметрів отримано 87,0% висококондиційного насіння капусти.

При установці на машині раціональних параметрів, отримано 94,9% насіння капусти з високими посівними якостями [13, 14].

Таблиця 4 – Порівнювальна оцінка результатів доочищення та сортування насіння капусти на вібраційній насіннеочисній машині

Найменування показників	Вихідна суміш	Фракції насіння									
		випадкові параметри					раціональні параметри				
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Розподілення насіння по фракціях, %	100,0	5,8	24,9	32,7	29,4	7,2	6,2	35,1	27,8	25,8	5,1
Схожість, %	72,0	51,0	86,0	87,0	81,0	41,0	88,0	89,0	88,0	84,0	32,0
Енергія проростання, %	67,0	48,0	83,0	84,0	77,0	36,0	84,0	85,0	83,0	80,0	26,0
Маса 1000 насінин, г	4,1	5,3	5,7	5,2	4,2	3,7	5,8	5,6	5,4	4,5	3,1
Вміст насіння основної культури, %	89,0	64,0	98,0	97,0	97,0	70,0	99,0	98,0	98,0	97,0	47,0

Таблиця 5 – Залежність схожості та маси 1000 штук насіння капусти

Найменування показників	Фракції насіння					Коефіцієнт кореляції
	1	2	3	4	5	
C, %	89,0	82,0	81,0	74,0	63,0	0,97
M ₁₀₀₀ , г	5,4	4,7	4,2	3,6	3,1	

Таблиця 6 – Раціональний набір параметрів вібраційної насіннеочисної машини при сортуванні насіння капусти

Параметр оптимізації	Значення параметра оптимізації	Значення параметрів									
		кодові значення					натуральні значення				
		X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	A, мм	ω , с ⁻¹	ϵ , град	α , град	β , град
Q ₀	2,74	-0,857	0,564	-0,658	0,471	0,232	1,1	175,0	26,0	4,2	1,8

Висновки

1. Проведений аналіз результатів експериментальних досліджень підтвердив можливість доочищення та сортування насіння капусти на вібраційній насіннеочисній машині.

2. Запропонований спосіб сепарації дає можливість одержати 87,0 - 95,0% кондиційного посівного матеріалу, значно підвищити такі важливі посівні якості насіння як схожість на 6,0 - 8,0%, енергію проростання на 5,0 - 7,0%, масу 1000 штук насіння на 0,2 - 0,7г.

3. Раціональні значення параметрів режиму роботи вібраційної насіннеочисної машини лежать у діапазонах значень встановлених на підставі чисельних розрахунків. Варто рекомендувати наступний набір раціональних параметрів при доочищенні та сортуванні насіння капусти, відповідно: A=1,0; 1,1мм; $\omega=170,0$; $175,0\text{с}^{-1}$; $\epsilon=27,0$; $26,0^\circ$; $\alpha=4,9$; $4,2^\circ$; $\beta=2,2$; $1,8^\circ$.

Для одержання насіння капусти високої якості необхідно використовувати, при раціональних наборах параметрів, подачу насіння на робочий орган вібраційної насіннеочисної машини 115,0кг/год.

Список використаних джерел

1. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські та меліоративні машини. - К.: Вища освіта, 2004. - 554 с.
2. Заїка П.М., Мазнев Г.Е. Сепарация семян по комплексу физико - механических свойств. - М.: Колос, 1978. - 287 с.
3. Заїка П.М. Вибрационные сеячистительные машины и устройства. Учебное пособие. - МИИСП, 1981. - 141 с.
4. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том.3, розділ 7. Очистка і сортування насіння. - Харків: Око, 2006. - 407 с.
5. Заїка П.М., Бакум М.В., Михайлов А.Д. Вібраційна насіннеочисна машина для доочищення насіння сільськогосподарських культур. Журнал

- Пропозиція. № 6, 2005. с. 102.
6. Заика П.М. Очистка семян от трудноотделимых семян сорных растений и примесей. - М: МИИСП, 1986. - 19 с.
 7. Заика П.М. Технологический процесс работы вибрационных машин. - М: МИИСП, 1985. - 57 с.
 8. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. - Л.: Колос, 1980. - 168 с.
 9. Налимов В.В. Теория эксперимента. - М.: Наука, 1976. - 208 с.
 10. Пилипчик М.І. Основи наукових досліджень. Підручник. - К.: Знання, 2007. - 270 с.
 11. Нечаєв В.П. Теорія планування експерименту. Навч. посібник - К.: Кондор, 2005. - 232 с.
 12. Боровиков В.П. Программа STATISTICA для студентов и инженеров. - М.: Компьютерный Пресс, 2001. - 301 с.
 13. ДСТУ 2240-93. Насіння сільськогосподарських культур. Технічні умови. - К.: Держспоживстандарт України, 1994. - 73 с.
 14. Національний стандарт України. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості. ДСТУ 4138-2002 - К.: 2003. - 173 с.

Аннотация

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОЙ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ДООЧИСТКИ И СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН КАПУСТЫ

Бакум Н., Михайлов А., Козій А., Нікітін С., Шептур А.

Приведены результаты экспериментальных исследований сепарации семян капусты на вибрационной семяочистительной машине и определены рациональные параметры при установке которых на машине можно получить семена с высокими посевными качествами при максимальном их выходе.

Abstract

DETERMINATION RATIONAL PARAMETERS OSCILLATION SEMYAOCHISTITEL'NOY MACHINE FOR DOOCHISCHENNYA AND SORTING OF SEED CABBAGE

N. Bakum, A. Mikhaylov, A. Koziy, C. Nikitin, A. Sheptur

The results of experimental researches of separacii of seed of cabbage are resulted on an oscillation semyaochistitel'noy machine and rational parameters are certain during setting of which on a machine it is possible to get seed with high sowing qualities on their maximal leaving.

ЗАКОНОМІРНОСТІ РУХУ ЧАСТОК В КВАЗІ ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ КАНАЛІ

Бакум М.В., к.т.н. проф., Ольшанський В.П., д.ф-м.н.проф.,
Крекот М.М., асист.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

На основі отриманих формул, при аналітичному розв'язку спрощених нелінійних рівнянь руху часток в однорідному повітряному потоці встановлено основні закономірності переміщення часток з різними коефіцієнтами вітрильності в квазігоризонтальному сепарувальному каналі.

Постановка проблеми. Квазігоризонтальні повітряні канали широко використовуються в сільськогосподарському виробництві. Проте закономірності руху матеріалу в них досліджені недостатньо. При квадратичній залежності аеродинамічної сили від відносної швидкості потоку повітря рівняння польоту частки є нелійними і для їх інтегрування використовують числові методи. Отримання аналітичних розв'язків пов'язані із значними математичними складнощами. Але їх отримання можливе після належного спрощення задачі Коші. Тому одержання наближених аналітичних розв'язків, які приводять до компактних розрахункових формул, залишається актуальною задачею, розв'язання якої спрощує дослідження закономірностей руху компонентів сільськогосподарських матеріалів в каналі.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Із останніх робіт за проблемою повітряної сепарації зерна відмітимо [2, 3]. В роботі [2] обґрунтовано вплив живильника на ефективність сепарації у горизонтальному повітряному потоці. В дисертації [3] досліджено вплив нерівномірності потоку повітря по висоті каналу прямокутного перетину на якість розділення зернових сумішей. В статті [4] описані будова і принцип роботи зигзагоподібного кільцевого пневмосепаратора. Результати роботи модернізованого сепаратора з нахиленим повітряним каналом при очищенні насіння овочевих культур опубліковані в [5, 6]. Загальні напрямки інтенсифікації попереднього очищення зерна повітряними потоками і особисті результати досліджень наведені авторами в роботі [8].

Метою досліджень є визначення закономірності руху частки на основі отриманих наближених компактних формул для розрахунку кінематичних параметрів часток під час їх руху в однорідному повітряному потоці в плоскому каналі з малим кутом нахилу до горизонту.

Результати досліджень. Розглянемо повітряний прямокутний канал шириною h верхня і нижня стінки якого нахилені до горизонту під кутом α . Вектор швидкості висхідного однорідного повітряного потоку \vec{V} приймаємо сталим і спрямованим вздовж стінок каналу. Траєкторію польоту часток

розглянемо в повернутій на кут α прямокутній системі координат XOY , наведеній на рис 1. В цій системі координат проекції траєкторії руху часток є розв'язками диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} \ddot{x} - k(V - \dot{x})\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} &= g \sin \alpha; \\ \ddot{y} - k\dot{y}\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} &= g \cos \alpha, \end{aligned} \quad (1)$$

де k – коефіцієнт вітрильності часток;
 g – прискорення вільного падіння; крапка над символом визначає похідну за часом t .

Початкові умови до системи (1) приймаємо:

$$\dot{x}(0) = \mathcal{G}_1; \dot{y}(0) = \mathcal{G}_2; x(0) = 0; y(0) = 0, \quad (2)$$

де \mathcal{G}_1 і \mathcal{G}_2 – проекції початкової складової швидкості частки на осі OX та OY , відповідно.

Для отримання аналітичного розв'язку задачі Коші спростимо вихідні рівняння (1).

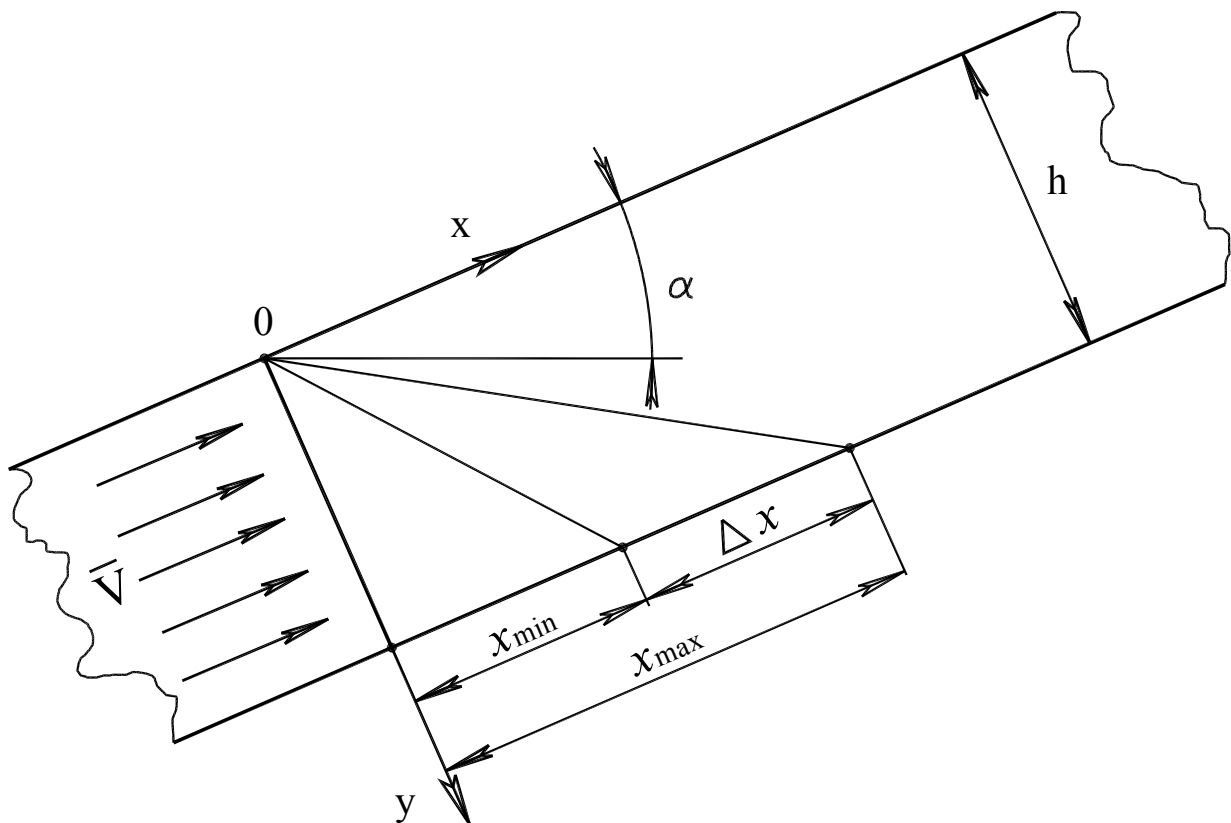


Рис. 1 – Розрахункова схема

Для пневматичного каналу в якого $\dot{y} \ll V - \dot{x}$, систему рівнянь (1) запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{x} - k(V - \dot{x})^2 &= -g \sin \alpha; \\ \ddot{y} + k\dot{y}(V - \dot{x}) &= g \cos \alpha. \end{aligned} \quad (3)$$

Перше рівняння системи (3) не містить y і \dot{y} . Його інтегрування при початкових умовах (2), дає:

$$\dot{x}(t) = V - g^* \frac{\exp(2k g^* t) + c}{\exp(2k g^* t) - c}; \quad (4)$$

$$x(t) = (V - g^*) \cdot t - \frac{1}{k} \ln \frac{\exp(2k g^* t)}{1 - c}, \quad (5)$$

де $g^* = \sqrt{g \sin \alpha / k}$; $c = (V - g_1 - g^*)(V - g_1 + g^*)^{-1}$.

Враховуючи невеликі значення α (за постановкою задачі), спростимо друге рівняння системи (3), підставляючи в нього замість (4) більш простіший апроксимуючий вираз

$$\dot{x}(t) = V - \frac{V - g_1}{1 + k(V - g_1) \cdot t}.$$

В результаті такого перетворення, інтеграли з врахуванням (2), запишемо у вигляді:

$$\dot{y}(t) = \frac{1}{1 + k(V - g_1) \cdot t} \left\{ g_2 + g \cos \alpha \left[t + \frac{k}{2} (V - g_1) \cdot t^2 \right] \right\};$$

$$y(t) = \frac{1}{k(V - g_1)} \left[g_2 - \frac{g \cos \alpha}{2k(V - g_1)} \right] \ln[1 + k(V - g_1) \cdot t] + \frac{1}{2} g \cos \alpha \cdot t \left[\frac{1}{k(V - g_1)} + \frac{t}{2} \right]. \quad (6)$$

Щоб знайти час перельоту частки від верхньої стінки каналу до нижньої, де розташовані приймачі продуктів розділення, необхідно розв'язати рівняння:

$$y(t) = h, \quad (7)$$

в якому ліва частина визначається виразом (6).

Для цього запишемо (7) у вигляді:

$$A \ln z^2 + Bz^2 = h + B, \quad (8)$$

де
$$A = \frac{1}{2k(V - g_1)} \left[V_2 - \frac{g \cos \alpha}{2k(V - g_1)} \right]; \quad B = \frac{g \cos \alpha}{4k^2(V - g_1)^2};$$

$$z = 1 + k(V - g_1) \cdot t.$$

Із останнього виразу виходить, що

$$t = \frac{z - 1}{k(V - g_1)},$$

тому, знаючи z , можна визначити t .

При визначенні z , будемо розглядати три випадки.

1. В рівнянні (8) $A = 0$. Тоді

$$z = \sqrt{1 + \frac{h}{B}}.$$

2. Якщо в рівнянні (8) $A > 0$, то його можна перетворити до виду

$$\ln \frac{Bz^2}{A} + \frac{Bz^2}{A} = C, \quad (9)$$

де
$$C = \frac{h + B}{A} + \ln \frac{B}{A},$$

Розв'язок рівняння (9) виражається через функцію Ламберта $W(\xi)$ [9, 10] і має вигляд:

$$\frac{Bz^2}{A} = W(e^C) \Rightarrow z = \sqrt{\frac{A}{B} W(e^C)}.$$

3. Якщо в рівнянні (8) $A < 0$, то воно зводиться до виразу:

$$\ln \frac{Bz^2}{|A|} - \frac{Bz^2}{|A|} = -d, \quad (10)$$

в якому

$$d = \frac{h + B}{|A|} - \ln \frac{B}{|A|}.$$

Розв'язок рівняння (10) також записується через функцію Ламберта у вигляді:

$$z = \sqrt{\frac{A}{B} W(-e^{-d})}. \quad (11)$$

Таким чином, для розрахунку дальності польоту частки вздовж каналу потрібно визначити z , потім t та підставити його у формулу (5).

Традиційно на практиці вихідні значення параметрів такі, що $A < 0$ і z приходить визначати за формулою (11), тобто маємо справу з функцією Ламберта від'ємного аргументу. В цьому випадку її значення можна визначити методом лінійної інтерполяції за таблицею 1, наведеній в монографії [7, с. 181].

Результати досліджень впливу швидкості повітряного потоку в каналі та кута нахилу сепарувального каналу до горизонту на дальність польоту часток з різними коефіцієнтами вітрильності наведені на рис. 2 - 3.

З графіку рис. 2 видно що частки з більшим коефіцієнтом вітрильності при різних швидкостях повітряного потоку в каналі переміщуються на більшу відстань. Так при зміні швидкості повітряного потоку від 2 до 10 м/с дальність польоту часток у квазігоризонтальному каналі нахиленому до горизонту під кутом 5° дальність польоту часток збільшується з 0,02 до 0,57 м, для часток з коефіцієнтом вітрильності рівним 0,2; з 0,07 до 1,07 м, для часток з $k=0,45$; з 0,11 до 1,43 м, для часток з $k=0,7$; з 0,15 до 1,69 м, для часток з $k=0,95$; з 0,18 до 1,89 м, для часток з $k=1,2$. Різна інтенсивність зміни дальності польоту часток різної вітрильності підтверджує зростання поділяючої здатності каналу із збільшенням швидкості повітряного потоку. Аналіз результатів (рис. 3) показує що при збільшенні кута нахилу сепарувального каналу величина переміщення часток зменшується. Так, наприклад, при швидкості повітряного потоку 2 м/с в сепарувальному каналі встановленому під кутом $\alpha = 0,5^\circ$ до горизонту частки з коефіцієнтом вітрильності $k=0,2$ переміщуються на відстань 0,039 м; частки з $k=0,45$ - на 0,088 м; частки з $k=0,7$ - на 0,13 м; частки з $k=0,95$ - на 0,16 м; частки з $k=1,2$ - на 0,2 м.

Збільшення кута нахилу до 5° спричинить зменшення дальності польоту часток. Так, для попереднього прикладу, дальність польоту часток відповідно зменшилась з 0,039 до 0,017 м у часток з $k=0,2$; з 0,088 до 0,067 м у часток з $k=0,45$; з 0,13 до 0,11 м у часток з $k=0,7$; з 0,17 до 0,15 м у часток з $k=0,95$; з 0,2 до 0,18 м у часток з $k=1,2$. Слід зазначити, що для часток з меншим коефіцієнтом вітрильності дальність польоту зменшується більш інтенсивно. Так для часток з $k=0,2$ дальність переміщення зменшилась в 2,21 рази, а для часток з $k=1,2$ лише в 1,08 рази.

Отримані залежності зміни дальності польоту часток від кута нахилу сепарувального каналу нелінійні, а їхні графіки майже паралельні для часток з різними коефіцієнтами вітрильності, тому поділяюча здатність із збільшенням кута нахилу практично не змінюється у досліджуваному діапазоні. Стає очевидною необхідність розробки математичної моделі яка б дозволила дослідити параметри польоту частки в сепарувальному каналі в залежності від кута його нахилу до горизонту.

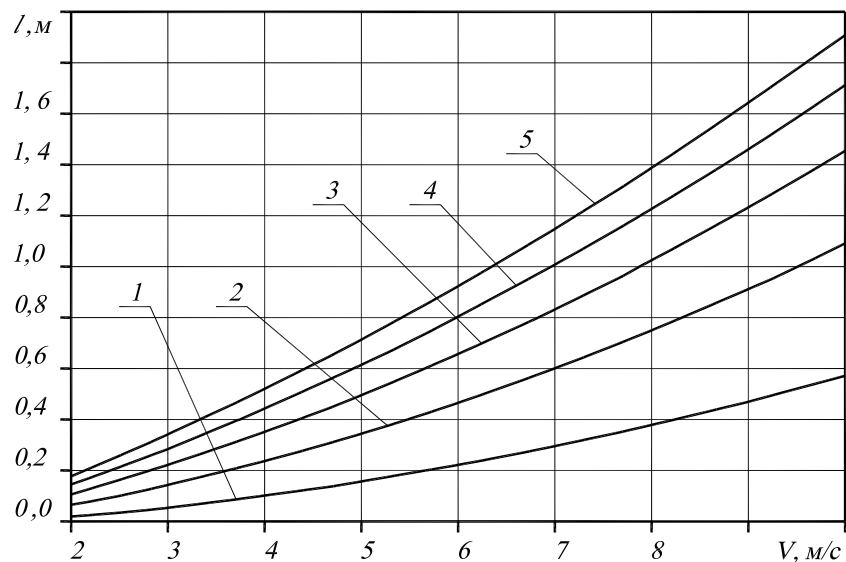


Рис. 2 – Залежність дальності польоту l часток у квазігоризонтальному каналі від швидкості V повітряного потоку при $\alpha = 5^\circ$: 1 - $k = 0,20$; 2 - $k = 0,45$; 3 - $k = 0,70$; 4 - $k = 0,95$; 5 - $k = 1,20$

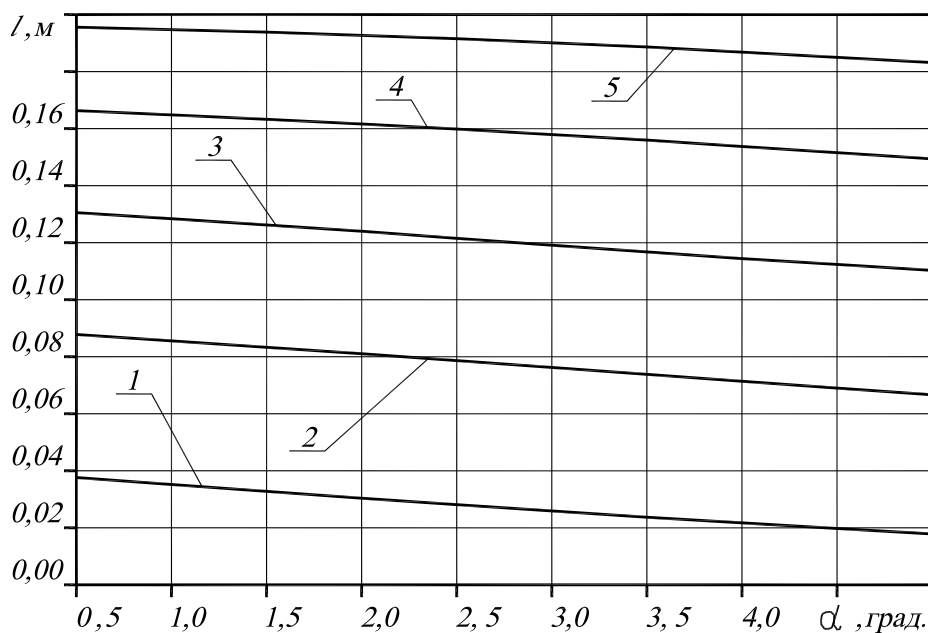


Рис. 3. Залежність дальності польоту l часток у квазігоризонтальному каналі від величини кута α його нахилу при $V = 2 \text{ м/с}$: 1 - $k = 0,20$; 2 - $k = 0,45$; 3 - $k = 0,70$; 4 - $k = 0,95$; 5 - $k = 1,20$

Висновки

1. В результаті проведених теоретичних досліджень створена спрощена нелінійна математична модель руху компонентів насінневої суміші у квазігоризонтальному плоскому каналі пневматичного сепаратора, отриманий аналітичний розв'язок спрощених нелінійних рівнянь руху часток в сепарувальному каналі, а також формули для розрахунків швидкості та траєкторії їх польоту в каналі з малим кутом нахилу до горизонту.

В результаті аналізу проведених теоретичних досліджень встановлено, що величина переміщення часток вздовж каналу та його поділяюча здатність суттєво залежить від швидкості повітряного потоку і коефіцієнтів вітрильності часток.

2. Швидкість повітряного потоку більш інтенсивно впливає на величину переміщення часток з більшою вітрильністю. При збільшенні швидкості від 1 до 10 м/с величина переміщення збільшується в 10,32 рази для легких часток з $k = 1,2$, і в 32,17 рази для часток з $k = 0,2$.

3. Кут нахилу сепарувального каналу менш інтенсивно впливає на величину переміщення часток з більшим коефіцієнтом вітрильності. При збільшенні α від 0,5 до 5° переміщення часток з $k = 0,2$ зменшується від 0,039 до 0,017 м (в 2,21 рази) при $V = 2 \text{ м/с}$, а переміщення часток з $k = 1,2$ зменшується лише від 0,198 до 0,183 м (1,07 рази).

Список використаних джерел

1. Васильковський М.І. Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна / М.І. Васильковський, С.Я. Гончарова, С.М. Лещенко, О.В. Нестеренко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Вип. 36. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – С. 11-114.
2. Єрмак В.П. Обґрунтування способу сепарування соняшника у повітряних потоках: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Луганськ, 2003. - 21 с.
3. Абдуєв М.М. Обґрунтування параметрів сепаратора з нахиленим повітряним каналом для розділення зернових сумішей: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Харків, 2007. – 21 с.
4. Степаненко С.П. Дослідження процесу пневматичної сепарації насіння в кільцевому зигзагоподібному сепараторі // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – С. 59-65.
5. Бакум М.В., Крекот М.М. Дослідження впливу основних параметрів пневматичного сепаратора на якість очищення насіння редиски // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. Луцьк: ЛНТУ, 2009. – С. 14-19.
6. Бакум М. В., Крекот М. М., Абдуєв М. М. та інш. Дослідження можливості підвищення посівних властивостей насіння дині // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2004. – Вип. 93, Т. 1. – С. 82 – 88.
7. Кучеренко С.І. Балістика крапель, які випаровуються при польоті / С.І. Кучеренко, В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський, Л.М. Тіщенко // Харків: ХНТУСГ, 2007. – 304 с.
8. Лещенко С.М. Підвищення ефективності попереднього очищення зернових сумішей / С.М. Лещенко, О.М. Васильковський, М.І. Васильковський, В.В. Гончаров // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. Луцьк: ЛНТУ, 2009. – С. 230-235.

9. Corless R.M., Gonnet G.H., Hare D.E.G., Jeffrey D.J. and Knuth D.E. On The Lambert W Function // Advances in Computational Math., V. 5, 1996, p. 329-359.
10. Fariel Shafee. Lambert function and new non-extensive form of entropy // IMA Journal of Applied Mathematics, V. 72, 2007, p. 785-800.

Аннотация

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦ В КВАЗИГОРИЗОНТАЛЬНОМ КАНАЛЕ

Бакум Н., Ольшанский В., Крекот Н.

На основе полученных формул, при аналитическом решении упрощенных нелинейных уравнений движения частиц в однородном воздушном потоке установлена основная закономерность перемещения частиц с разными коэффициентами парусности в квазигоризонтальном сепарирующем канале.

Abstract

CONFORMITY TO THE LAW OF MOTION OF PARTICLES IN A KVAZIGORIZONTALNOM CHANNEL

N. Bakum, V. Olshanski, N. Krekot

On the basis of the got formulas, at the analytical decision of the simplified nonlinear equalizations of motion of particles in the homogeneous current of air basic conformity to the law of moving of particles with different coefficients of parusnosti in a kvazigorizontalnomo separiruyushem channel is set.

УДК 631.362

ПОЛЬОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ СІВБИ ОГІРКІВ, ДИНЬ ТА КАВУНІВ

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 продукції огірків, динь та кавунів

Постановка задачі. Одним із шляхів підвищення врожайності овочевих культур є забезпечення дружніх сходів, які багато в чому визначаються погодними умовами, якістю посівного матеріалу, підготовкою поля до сівби та способом висіву насіння.

Поряд з традиційними способами висіву насіння овочевих культур

набуває поширення висів пророщеним насінням, який зменшує термін появи сходів, забезпечує одночасну їх появу, що сприяє підвищенню, як польової схожості насіння, так урожайності овочевих культур. Тому науково – практичний інтерес становить перевірка ефективності використання способу висіву пророщеного насіння на кількісні і якісні показники виробництва огірків, динь та кавунів.

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 використовуються 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 несприятливих 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[4,5,6,7]. Незважаючи на додаткові витрати на підготовку насіння до такого висіву собівартість продукції навіть знижується за рахунок зростання врожайності. На сьогодні параметри технологічного висіву насінняогірків, динь та кавунів а також агротехнічна оцінка процесу невиконана.

Мета досліджень. Метою досліджень є обґрунтування ефективності використання способу висіву пророщеного насіння огірків, динь та кавунів.

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 Інститут овочівництва та баштанництва НААНУ.

Вплив зазначених факторів на урожайність і якість отриманої продукції оцінювали методом польового експерименту. Досліди закладавались на одному участкові поля Інституту овочівництва і баштанництва НААНУ для кожної культури, які розділяли на прямокутні ділянки площею 20м². 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, по мірі дозрівання, на протязі одного дня. Урожай з виключок та незалікових площ збирали заздалегідь. При збиранні і визначенні урожаю овочевих культур дотримувались вимог державних стандартів з підготовки їх до реалізації. При цьому всю валову продукцію ділили на товарну і не товарну.

Зібрану і підготовлену до реалізації (зберігання) продукцію зважували з кожної ділянки окремо в день збирання врожаю. Для оцінки якості врожаю 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.

Результати польових досліджень впливу способу сівби на польову схожість насіння огірків сорту Джерело виконаних у 2011 році, адинь сорту Криничанка і кавунів сорту Огоньок виконаних у 2011-2013р.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[5,6,7]. Як видно з таблиці, середня польова схожість насіння висіяних традиційним способом нижча від схожості отриманій при сівбі пророщеним насінням. Найбільша різниця польової схожості насіння огірків і становить 25%, не дивлячись на те що термін проростання найменший і становить 3 – 7 діб, у насіння кавунів – 20,7% – термін проростання найбільший і становить 5 – 12 діб, а насіння динь – 7,6% – термін проростання 3 – 8 діб. Разом з тим слід відмітити, що у 2013 році польова схожість насіння динь при сівбі традиційним способом була на 20% вище ніж при сівбі пророщеним насінням, а 2012 році при сівбі насіння кавунів – на 10%.

Таблиця 1 – Польова схожість насіння при різних строках і способах сівби (%)

Культура, сорт	2011 р.				2012 р.				2013 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	
			Сухими	Пророщеним			Сухими	Пророщеним			Сухими	Пророщеним		Сухими	Пророщеним
Огірки сорту Джерело	96	12.05	35	60											
Диня сорту Криничанка	92	12.05	20	50	83	12.05	78	90	97	18.05	95	75	90,6	64,0	71,6
Кавун сорту Огоньок	95	12.05	8	60	88	12.05	92	82	87	18.05	72	92	90,0	57,3	78,0

Спостереження за розвитком рослин огірків показав, що рослини отримані від пророщеного насіння інтенсивніше розвивались. Так, середня довжина головного стебла по всіх періодах спостережень перевищувала рослини отримані із сухого насіння на 18,5 см, а довжина бокових стебел – 15,0 см. Кількість листя на рослинах отриманих з пророщеного насіння становила в середньому 38,5 шт., що на 18,6 шт. більше ніж у рослин отриманих з сухого насіння, а листя на бокових стеблах на 1,2 шт. більше. Чоловічих та жіночих квітів на рослинах отриманих з пророщеного насіння теж в середньому більше, відповідно на 2,3 та 2,8 шт. Середнє значення зав'язей збільшилось на 1,3 шт. в рослин отриманих від пророщеного насіння (табл. 2).

Таблиця 2 – Біометричні виміри рослин огірків, в середньому на одну рослину (2011-2013р.)

Спосіб посіву	Дата виміру	Довжина головного стебла, см	Довжина бокових стебел, см	Кількість ,шт				
				Листя	Бокових стебел	Чоловічих квітів	Жіночих квітів	Зав'язей
Сухим	8.07.2011	49,9	11,2	17,9	1,8	1,0	1,3	0,2
	3.07.2012	43,7	8,9	19,5	2,9	0,1	1,2	0,1
	1.07.2013	49,8	8,5	22,3	2,2	3,4	1,4	0,3
Середнє		47,8	9,5	19,9	2,3	1,5	1,3	0,2
Пророщеним	8.07.2011	68,4	20,8	24,4	2,4	4,7	5,2	0,4
	3.07.2012	69,2	36,2	46,9	5,1	4,8	6,6	1,4
	1.07.2013	61,2	16,6	44,1	2,9	2,0	0,4	2,6
Середнє		66,3	24,5	38,5	3,5	3,8	4,1	1,5

Вплив способів посіву на урожайність огірків сорту Джерело (як ранній так і товарний урожай) досліджували у 2011 – 2013 році, а на урожайність динь сорту Криничанка та кавунів сорту Огоньок у 2012 – 2013 роках.

В усіх дослідах, за винятком посівів кавунів у 2012 році, з ділянок засіяних пророщеним насінням, зібраний урожай перевищував валовий збір з ділянок засіяних сухим насінням (табл. 3). Найбільшу прибавку урожаю отримано на посівах: динь в середньому за два роки 278,5 ц/га. Прибавка урожаю огірків при збиранні в першій декаді (ранній урожай) – 5 ц/га, огірків за весь період збирання (товарний урожай) – 43,6 ц/га, кавунів – 19,5 ц/га.

Якість вирощеної продукції огірків при обох способах сівби визначався біохімічним складом у 2013 році. Як видно з табл. 4 вміст нітратів підвищений у огірків отриманих із пророщеного насіння. При цьому в огірках вирощених з пророщеного насіння цукру було на 0,12% більше, а сухої речовина 0,20% менше. Аскорбінової кислоти у огірках отриманих з пророщеного насіння було також менше 0,72 мг/100г продукції.

Таблиця 3 – Урожайність овочевих культур в залежності від способу сівби

Культура, сорт	Урожайність овочевих культур, ц/га											
	2011			2012			2013			середня		
	Дата посіву	Спосіб посіву насіння		Дата посіву	Спосіб посіву насіння		Дата посіву	Спосіб посіву насіння		Спосіб посіву насіння		Прибавка (середня)
		Сухим	Пророщеним		Сухим	Пророщеним		Сухим	Пророщеним	Сухим	Пророщеним	
Огірки сорту Джерело (ранній урожай)	12.05	8	14	12.05	0,3	3,5	11.05	30	36	12,8	17,8	5
Огірки сорту Джерело (товарний урожай)	12.05	225	293	12.05	23	74	11.05	202	214	150,0	193,6	43,6
Диня сорту Криничанка	-	-	-	12.05	19	383	18.05	280	473	149,5	428,0	278,5
Кавун сорту Огоньок	-	-	-	12.05	144	128	18.05	328	383	236,0	255,5	19,5

Таблиця 4 Результати біохімічного аналізу плодів огірків

Спосіб вирощування	Дата аналізу	В % на сиру речовину		Аскорбінова к-та, мг/100 г	NO ₃ , мг/кг
		Суха речовина (загальне)	Цукор (загальний)		
Огірок Джерело					
Сухим	9,07	4,21	2,50	11,66	62
Пророщеним	9,07	4,01	2,62	10,94	81

Висновки. Польовими дослідженнями підтверджено можливість підвищення польової схожості насіння огірків, динь та кавунів за рахунок сівби пророщеним насінням. Це забезпечує підвищення врожайності 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. Д.І.Мазоренко, А.І.Ящук, В.І.Пастухов, С.О. Харченко, Д.А. Ящук. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – 270с.

4. Бакум М.В., Ящук Д.А. Результаты порівняльних польових досліджень способів сівби насіння овочевих культур. М.В. Бакум, Д.А. Ящук. – Харків: Вісник ХНТУСГ, Випуск 135, 2013. –стр. 374 – 379
5. Гідросівалка для висіву пророщеного насіння. Патент України №58353 А01С 7/16, опубліковано 11.04.2011. Бюл. №7, с. 4
6. Гідросівалка. Патент України №81637 А01С 7/16, опубліковано 10.07.2013. Бюл. №13, с. 3
7. Сівалка для висіву пророщеного насіння. Патент України №81638 А01С 7/16, опубліковано 10.07.2013. Бюл. №13, с. 3

Аннотация

ПОЛЕВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СПОСОБОВ СЕВА ОГУРЦОВ, ДЫНЬ И АРБУЗОВ

Бакум Н., Ящук Д.

Приведены результаты полевых исследований влияния различных способов посева на полевую всхожесть, урожайность и качество выращенной продукции огурцов, дынь и арбузов.

Abstract

FIELD RESEARCH METHODS PLANTING CUCUMBERS, MELONS AND WATERMELONS

N. Bakum, D. Yashuk

The results of the field study the effect of different methods of sowing on field germination, yield and quality of products grown cucumbers, melons and watermelons.

УДК 631.472.7:631.53.01

ОБОСНОВАНИЕ МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ ПОЧВЕННОГО ПОСЕВНОГО СЛОЯ ДЛЯ СЕМЯН

Морозов И.В., проф., д.т.н., Морозов В.И., к.э.н.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

В статье представлены результаты исследований и рекомендации по формированию почвенного посевного слоя для семян, что является агротребованиями для создания рабочих органов.

Постановка проблемы. Посев занимает ведущее место в системе агротехнических мероприятий. От его проведения зависит качество всходов, рост и урожай. Высокая всхожесть - не только борьба за нормальный расход

посевного материала, это в то же время борьба за здоровые, ровные и сильные растения, вырастающие из данных семян.

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

Плотность – это характеристика почвы, с которой функционально связаны почти все ее физические параметры. Плотность является функцией структуры и микроструктуры, механического состава почвы, содержания в ней гумуса и т. д.

Проблема уплотнения почвы значительно сложнее процесса прикатывания, которое почти всегда полезно для всходов.

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

Правда, влияние уплотнения на водный режим почвы благоприятно оказывается только при ее низкой влажности. Так, по данным А.В. Дружченко при влажности почвы ниже 20-22 % уплотнение способствует сохранению влаги при засухе. Если же количество влаги в почве выше 23-25% уплотнение снижает влажность посевного слоя.

Влиянию плотности почвы на рост, развитие и урожай сельскохозяйственных культур в специальной литературе посвящено много исследований. Этому вопросу уделяется внимание более двух столетий.

Так, еще в 1742 году В.Н. Татищев, а также Ф.Е. Колясев и М.А. Бельская в своих записях по сельскому хозяйству отмечал полезность некоторого уплотнения почвы.

Русский хозяин-практик Ф.Майер и Д.К.Носов в 1851 г. в своих статьях о прикатывании почвы показали, что применение катков при посеве яровых является необходимым мероприятием для скорейшего уплотнения почвы, что безусловно имеет большое значение при посеве.

И.У. Палимпсестов дал всестороннюю оценку различной подготовки почвы к посеву. Он указывал, что почва для посева должна быть подготовлена так, чтобы она после сева имела определенную плотность. Уплотнение необходимо, как для правильного прорастания зерен, так и для успешного роста растений. Однако он же предупреждал, что пользоваться катком надо умело. И.У. Палимпсестов был первым ученым, который писал о необходимости знать величину оптимальной плотности почвы. По его мнению: «Тайна обработки земли заключается в довольно странной комбинации. Земля должна быть обработана так, чтобы была рыхла, но вместе с тем и плотна».

Работы названных ученых проводились в разное время, в различных почвенно-климатических условиях, с разными сельскохозяйственными культурами. И в этих работах не достает рекомендаций по количественным оптимальным параметрам плотности почвы.

Плотность почвы является характеристикой почвенно-зональной, она

зависит от содержания гумуса в почве, механического состава и ее структуры.

Из анализа литературных данных выявлены различия в требовании отдельных культур к плотности почвы.

Вопрос влияния уплотнения на влажность почвы, освещен в работах занимались многие ученые. Не многие исследователи обращают внимание на то, что существенное влияние на прорастание и развитие культурных растений оказывает не только плотность почвы, но и ее структурное состояние.

Изложение основного материала. Под структурой почвы понимают совокупность отдельных, или агрегатов, различных по величине, форме, прочности и связности.

Способность почвы распадаться на структурные отдельные, или агрегаты, называют ее структурностью.

Агрономически ценной является только такая структура, которая обеспечивает плодородие почвы. Оптимальные условия водного и воздушного режимов создаются в почвах с мелкокомковатой и зернистой структурой.

Агрономически ценной считается водопроходная с высоко порозностью структура, создание которой и является задачей агротехнических приемов и мероприятий, направленных на оструктуривание почвы.

Структура почвы является одним из главнейших факторов ее плодородия. В почве с заданной структурой создаются оптимальные условия водного, воздушного и теплового режимов, что, в свою очередь, обуславливает развитие микробиологической деятельности, мобилизацию и доступность питательных веществ для растений.

Борьба за структуру (в агрономическом смысле) в пахотном слое борьба за повышение урожая сельскохозяйственных культур. Поэтому внимание исследователей направлено на изучение и закрепление естественной.

По данным мелкокомковатая почва (размером 0,25-5 мм) просыхает очень медленно и защищает от высыхания нижележащие слои, а крупнозернистая почва (размером 20 мм и более) усиливает потери влаги.

Ю.И. Ковтун отмечает, что семенной слой должен обеспечивать начало прорастания всех жизнеспособных семян. Корешковый должен обеспечивать приток влаги к семенному слою и при этом быть оптимальным для роста корешка. Ростковый слой должен предохранять семенной слой от высыхания.

По данным этих исследований одним из основных почвенных факторов всхожести семян являются: для семенного слоя – влажность, для корешкового – влажность и плотность, для росткового – структурный состав.

Подход исследователей к дифференциации посевного горизонта является новым направлением в агрономической науке и на наш взгляд является перспективным. Это и является основанием для совершенствования заделывающих рабочих органов сеялок.

Необходимо заметить, что автор делает свои заключения в основном базирующиеся на исследовании посева сахарной свеклы. Но по нашим наблюдениям и с учетом литературных данных, основной подход к формированию семенного горизонта в работе Ю.И.Ковтуна с некоторыми поправками могут быть использованы для обоснования параметров и создания

заделывающих рабочих органов зерновых сеялок.

К сожалению, исследования по рекомендации формирования семенного горизонта появились около 40 лет назад, но до сих пор инженерами и конструкторами не востребованы.

Выводы. При создании новых и усовершенствовании существующих заделывающих рабочих органов сеялок необходимо учитывать, что эти рабочие органы должны формировать трехуровневый посевной слой: семенной, корешковый и ростковый.

Список использованных источников

1. Кулешов Н.Н. Пути к высокой всхожести. (Иркутск). Вост. – сиб. краевое издательство, 1936. – с. 43-46.
2. Кулешов Н.Н. Агрономическое семеноведение. М., 1963. – 26с.
3. Бахтин П.У. Физико-механические и технологические свойства почвы. – М., 1971. – 126с.
4. Бахтин П.У. Проблемы обработки почвы. – М., 1969. – 54с.
5. Дружченко А.В. – Влияние плотности посевного слоя почвы на ее физические свойства, рост растений и урожай полевых культур на мощном тяжелосуглинистом черноземе Харьковской области. Автореферат кандидатской диссертации. Харьков. 1968. – 21с.
6. Ковтун Ю.И. Исследование и разработка агротехнических основ создания и совершенствования свекловичных сеялок точного высева. Автореферат кандидатской диссертации. Белая Церковь, 1970. – 21с.
7. Королев И.Т. Посев сахарной свеклы. 1938. – 151с.
8. Куцурубана В. Исследование и совершенствование основных технологических процессов возделывания сахарной свеклы в лесостепной зоне УССР. Автореферат. К., 1965. – с. 17-20.

Анотація

ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕЛІ ФОРМУВАННЯ ҐРУНТОВОГО ПОСІВНОГО ШАРУ ДЛЯ НАСІННЯ

Морозов І., Морозов В.

В статті представлені результати досліджень і рекомендації щодо формування ґрунтового посівного шару для насіння, що являє агровімогами для створення зароблюючих органів сівалок.

Abstract

GROUND MODEL FORMING OF THE GROUND SOWING LAYER FOR SEED

I. Morozov, V. Morozov

In the article the presented results of researches and recommendation in relation to forming of the ground sowing layer for seed which present agrovimogami for creation of zaroblyuyuchikh organs of sivalok.

**ДО ОБГРУНТУВАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОЇ МЕХАНІЗОВАНОЇ
ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА КАРТОПЛІ
В ЛІСОСТЕПОВІЙ ЗОНІ УКРАЇНИ**

Пастухов В.І., д.т.н., проф., Бакум М.В., к.т.н., проф., Ящук А.Д., асист.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Присяжний В.Г., к.т.н., Борис А.М., к.т.н.

ННЦ «Інститут механізації і електрифікації сільського господарства»

Могильна О.М., к.с-г. н., Муравйов В.О., к.с-г. н.

Інститут овочівництва і багданництва НААН

На підставі польових досліджень визначені фактори, які впливають на розвиток і формування врожаю картоплі за запропонованою енергозберігаючою технологією

Постановка проблеми. Картопля – одна з найважливіших продовольчих, технічних і кормових культур, яку в народі називають «другим хлібом».

В картоплі багато вуглеводів, тому вона дуже калорійна, її калорійність вища інших овочів приблизно в 3 рази. Завдяки підвищеному вмісту калію картопля сприяє виведенню із організму людини води та хлористого натрію, тим самим покращує обмін речовин. Картопля — основне джерело калію, який відіграє велику роль у нормалізації водного обміну та підтриманні нормальної роботи серця. Близько 40% потреби населення у вітаміні С задовольняється за рахунок картоплі.

Аналіз останніх досліджень. Відповідно до рекомендацій вітчизняних медиків доросла людина повинна споживати щоденно 200-340 грамів картоплі. Реально кожний середньоукраїнський мешканець на протязі року у 2000 - 2013 рр. споживав у середньому 131,5 кг картоплі (Харків'яни – 131 кг), що на 30% менше, чим мешканець Європи (рис.1...2) [1..3].

Як видно, з одного боку в Україні не задовольняються потреби населення у картоплі, з іншого – сільгоспвиробники не горять бажанням займатися цією культурою. Серед багатьох причин, які стримують виробництво картоплі, можна назвати одну з головних – це великі питомі затрати, які складають у середньому по Україні 15 тис. грн./га. За традиційною технологією це пов'язано з великим обсягом енергозатратних операцій з обробітку ґрунту, починаючи з глибокої оранки, підготовки ґрунту до садіння, культивація, окучування і збирання врожаю.

Мета. Обґрунтувати нову механізовану енергозберігаючу органічну технологію виробництва картоплі в Лісостеповій зоні України.

Результати досліджень. Питання створення умов для формування врожаю картоплі в ґрунтово-кліматичних умовах східного Лісостепу України в

останні роки стає дедалі актуальнішим. В значній мірі це пов'язано з тенденціями зміни клімату в останні 4-5 років. Незначна кількість опадів в осінньо-зимовий період, тривалі посухи та зливовий характер опадів у весняно-літній період призвели до нестачі продуктивної вологи в ґрунті.

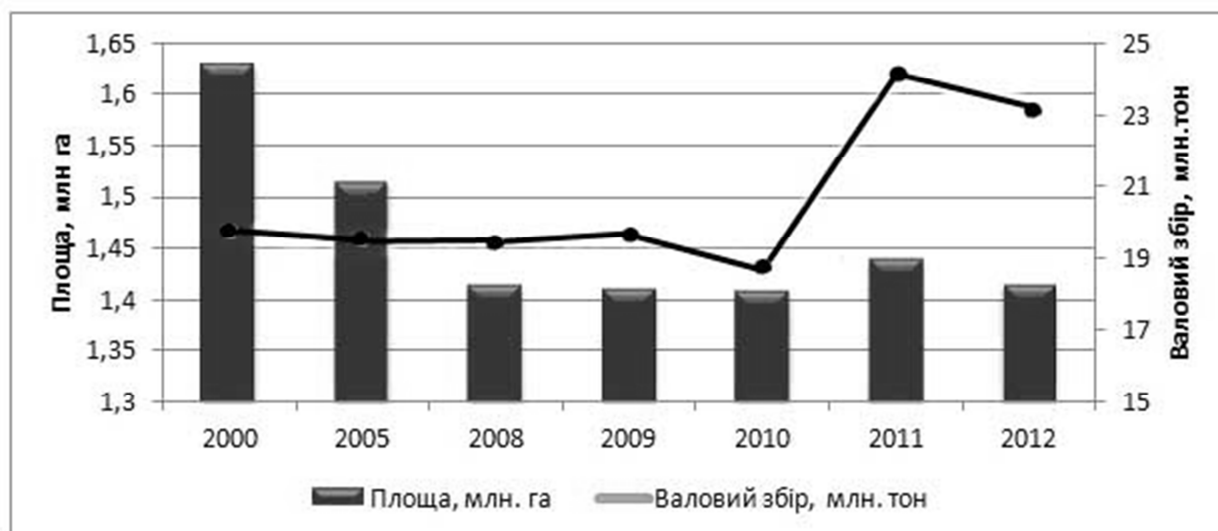


Рис. 1 – Площа та валовий збір картоплі в Україні



Рис. 2 – Урожайність картоплі в Україні за останні роки

Середньодобова температура повітря впродовж вегетації в багатьох випадках перевищувала багаторічні показники. Оптимальні умови для формування стolonів та бульб картоплі створюються при температурі 16-18°C та вологості ґрунту 70-75%. При температурі 29-30°C ріст рослин припиняється, а формування урожаю не відбувається. Високі температури повітря та недостатня кількість опадів наприкінці травня-початку червня та з середини липня до середини серпня, що мало місце в останні роки, призвело до різкого зниження урожайності середньо- та пізньостиглих сортів, а в деякі роки – ранньо- та середньоранніх сортів картоплі.

Загроза пізніх весняних заморозків не дає змогу здійснювати раннє садіння. Тому виникає необхідність пошуку нових способів створення оптимальних умов для росту та розвитку рослин картоплі.

Застосування укритих та мульчуючих матеріалів дозволяє покращити водно-фізичні властивості орного шару ґрунту, оптимізувати мікроклімат в насадженнях та сприяти повноцінному формуванню урожаю картоплі. Подальше поглиблене вивчення даного питання дозволить вирішити актуальні проблеми картоплярства в даному регіоні.

Відповідно даним Української асоціації виробників картоплі [3] доля прибутку виробника від реалізації може складати від 12% - через посередників (виробник – закупівельник - реалізатор) до 35% при безпосередній поставці «виробник-магазин». Збільшити маржу виробника можна тільки за рахунок суттєвого зниження собівартості продукції та за рахунок виключення окремих технологічних операцій. Частково зменшити затрати на виробництво картоплі можливо за рахунок застосування гербіцидів, але при цьому знижується якість бульбоплодів і збільшуються втрати під час зберігання.

Аналізуючи сучасні механізовані технології виробництва картоплі в Україні та вивчивши досвід вирощування бульбоплодів [4...18], був запропонований спосіб механізованого вирощування (виробництва) картоплі на поверхні поля, який виконують наступним чином [19].

При посадці клубнів картоплі, яку згідно запропонованого способу можна виконувати у більш ранні строки (коли лише поверхня поля підсохла), сошники саджалок налагоджують таким чином, щоб вони висаджували клубні в рядки на поверхні поля без заробки їх у ґрунт (при цьому загортачі з саджалок доцільно зняти). Висаджені таким чином бульби накривають суцільним шаром соломи з кузовних розкидачів твердих органічних добрив, якщо ширина коліс розкидачів співпадає з міжряддями висадженої картоплі, або з кузовних кормороздавачів, які подають солому із кузова через боковий розвантажувальний пристрій рухаючись по незасадженій ділянці поля поряд з останнім рядком. Шар соломи повинен надійно захищати молоді клубні, які будуть рости від потрапляння на них сонячних променів. Одночасно такий шар соломи буде успішно зберігати ґрунтові води та дощову воду від випаровування, крім того під шаром соломи накопичуватиметься конденсат, який утворюється за рахунок перепаду нічних і денних температур повітря, що в більшості випадків в повній мірі забезпечить отримання високих урожаїв картоплі без додаткового зрошення посівів. Шар соломи захистить висаджені клубні від заморозків, що дозволить вирощувати картоплю у більш ранні строки, навіть у північних районах України. Догляд за посівами картоплі, за таким способом механізованого вирощування, через те що бур'яни через шар соломи не зможуть прорости і пропадають, а ґрунт у міжряддях і рядках не пересихає і не покривається кіркою (тому не потрібний міжрядний обробіток), зводиться лише до захисту рослин від шкідників і хвороб обприскуванням пестицидами та фунгіцидами.

При такому способі вирощування коріння картоплі висадженої на поверхню поля проникає у ґрунт і забезпечує ріст як самої рослини картоплі які проростають через шар соломи у вигляді куща стебел, так і столонів, на яких

виростають нові бульби картоплі, які теж знаходяться на поверхні поля під шаром соломи. Шар соломи в цей період регулює температурний режим росту бульб картоплі. Навіть при денній температурі, яка перевищує 30⁰С (рубіж при якому приріст бульб припиняється), температура під шаром соломи буде значно нижчою, що забезпечує рівномірний розвиток усіх утворених бульб і тим самим збільшення врожайності і товарності вирощеної картоплі.

При збиранні бульб картоплі вирощеної за запропонованим способом, спочатку на поле заїжджають агрегати підбирачів соломи, які підбирають шар соломи з рядків картоплі і складають її у валки або розсіюють на звільнені від урожаю загонки поля. Потім звільнені від соломи рядки картоплі, що знаходяться на поверхні поля, підбираються картоплекопачами або картоплезбиральними комбайнами без значного заглиблення (лише на 1-2 см, для забезпечення повного підбирання клубнів і виключення можливості їх травмування лемешами). Навантаження на збиральні машини при такому способі вирощування суттєво зменшується, що забезпечує значне збільшення продуктивності збиральної техніки і зниження енергозатрат та травмування бульб картоплі.

Пошукові досліді, проведені у 2012 році (рис. 3) показали, що на умови розвитку формування врожаю і його якості впливає товщина шару мульчі. Було з'ясовано, що під шаром ґрунту створюється особливий мікроклімат, який характеризується температурою середовища, нижчою чим над мульчею і підвищеною вологістю за рахунок конденсату повітря. Крім того, краплі конденсату (води) які утворюються в наслідок перепаду денних і нічних температур, падаючи на поверхню ґрунту збільшують його вологість. Таким чином, під шаром мульчі створюються сприятливі умови для росту картоплі.



Рис. 3 – Посадка картоплі на поверхню поля з подальшим вкриванням соломою

Для обґрунтування запропонованої механізованої технології в умовах Лісостепу України були проведені агрономічні польові дослідження на полях ІОБ НААНУ і ННУ «Інститут механізації і електрифікації сільського господарства», метою яких було визначення впливу мульчування на водний і температурний режими ґрунту під час вегетації (рис.4).

Посадка картоплі на дослідному полі ІОБ НААНУ була проведена 24 квітня 2013 року 4-х рядною саджалкою (ширина міжрядь 70 см) без загортаючих дисків. Сорт картоплі «Серпанок». Довжина кожної ділянки складала 15 м. Догляд під час вегетації обмежився тільки 2-ох кратною обробкою інсектицидами проти колорадського жука (табл. 1).



Рис. 4 – Проростання картоплі крізь шар мульчі (соломи)

Таблиця 1 – Результати досліджень по вирощуванню картоплі на дослідних ділянках

№ п/п	Шар соломи, см	Кількість рядків, шт.	Ширина міжрядь, см	Маса товарного, кг	Маса нетоварного, кг	Загальна маса з ділянки, кг	Врожайність, кг/га
1	8-10	4	70	50,500	3,600	54.100	12.881
2	12-15	4	70	46,900	1,300	48.200	11.476
3	20-25	4	70	62.100	6.100	68.200	16.238
4	10-15	7	35	46.800	4.000	50.800	11.143
5	8-12	7	35	51.000	3.400	54.400	12.952
6	15-17	7	35	42.400	2.800	45.200	10.762
7	0	4	70	42.000	2.900	44.900	10.690

№ 1-6 – ділянки за запропонованою технологією; № 7 – ділянки за традиційною технологією

За результатами досліджень (рис. 4) було встановлено, що зі збільшенням товщини мульчуючого шару від 8 до 20 см збільшується термін

проростання картоплі. При товщині шару 20-25 см відставання проростання від контролю (за звичайною технологією) склало 14 діб.

Найбільша врожайність 16238 кг/га, тобто збільшення на 51,8 %, у порівнянні з контролем, відмічено на ділянці з товщиною шару мульчі 20-25 см. За меншою товщиною мульчі врожайність була менша і крім того, при збиранні частка клубнів мала зелений колір, що свідчить про зниження якості врожаю.

Середній розмір куща за напрямком руху саджалки склав 35 x 27 см. Глибина розташування бульбоплодів у ґрунті склала 0-5 см. При цьому було відмічено, що при посадці на твердн поверхню ґрунту (на необроблену поверхню) заглиблення клубнів під час збирання було меншим.



Рис. 4. Ділянка перед збиранням врожаю після зняття шару мульчі.

Іншим напрямком досліджень із зменшення впливу природних чинників на фізико-механічні показники кореневмісного шару ґрунту було вивчення впливу мульчування на водний і температурний режими ґрунту під час вирощування картоплі.

Встановлено, що мульчування ділянки після підгортання картоплі покращує водний і температурний режими ґрунту. На ділянці, яка замульчована після садіння картоплі абсолютна вологість ґрунту в шарі 0-5 см була в 6,6 раза більшою ніж на контролі (через 50 днів після садіння), а в шарі 0-10 см – в 2,4 раза (через 62 дні після садіння) – табл. 2.

Таблиця 2 – Середні значення абсолютної вологості ґрунту

Глибина шару ґрунту, см	Мульчування після садіння	Мульчування після підгортання	Контроль
0-5	19,9	6,8	3,0
0-10	15,6	8,7	6,6

Вплив мульчування на температуру ґрунту показано на рис. 6.

Визначено, що мульчування ділянки (вирощування картоплі під шаром соломи) картоплі після садіння збільшує її врожайність на 43-44 % (табл. 3).

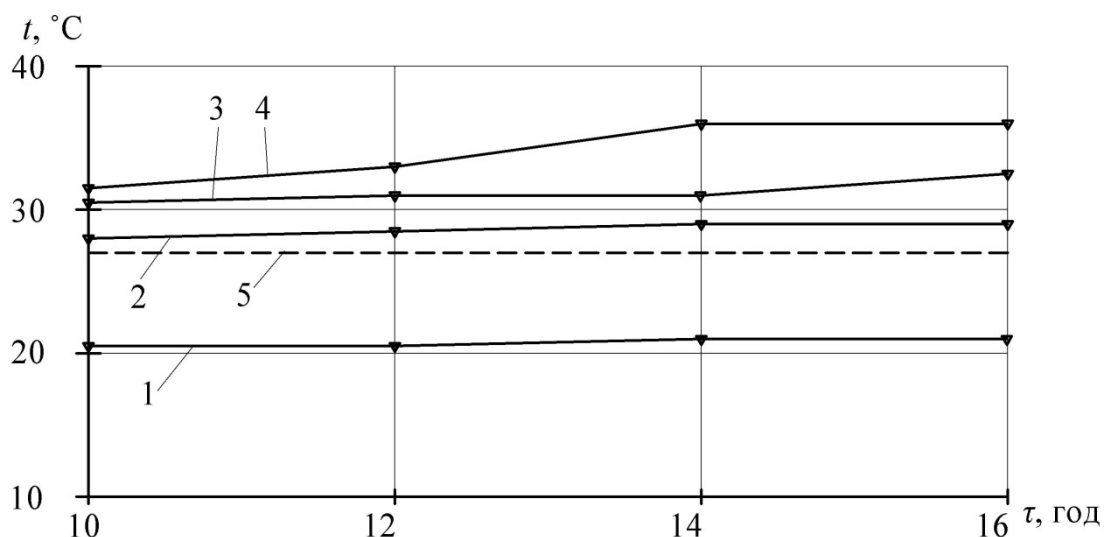


Рис. 6 – Динаміка денної температури ґрунту: 1 – температура поверхні ґрунту під соломною, 2 – температура повітря, 3 – температура ґрунту в зоні розташування клубнів картоплі, 4 – температура поверхні ґрунту, 5 – критична температура вегетації картоплі

Таблиця 3 – Вплив мульчування на урожайність картоплі

Урожайність картоплі, ц/га	Картопля вирощена під шаром соломи				Контроль			
	Повторність			Середнє значення	Повторність			Середнє значення
	1	2	3		1	2	3	
Сорт Санте	422,1	300,4	302,0	341,5	241,4	261,0	215,3	239,2
Сорт Адретта	214,8	238,5	-	226,7	183,5	131,7	-	157,6

Висновки

1. На підставі вивчення існуючих технологій виробництва картоплі на поверхні полі під шаром мульчі був розроблений спосіб (технологія) механізованого вирощування картоплі на поверхні поля.

2. Польовими дослідженнями для визначення факторів впливу на розвиток і формування врожаю, було визначено, що для створення сприятливого мікроклімату для розвитку бульбоплодів шар вкривної мульчі повинен становити 20-25 см.

3. Під шаром мульчі температура на поверхні ґрунту на протязі доби на 5 – 7 градусів менша критичної температури вегетації картоплі (при температура повітря 32 - 37°).

4. За рахунок перепаду добових температур під шаром мульчі створюється конденсат у вигляді крапель води, яка зволожує ґрунт і таким чином сприяє збільшенню врожаю в умовах дефіциту вологи стало за звичай за останні роки в зоні Лісостепу України.

Список використаних джерел

1. Статистичний збірник «Баланси та споживання основних продуктів харчу-

- вання населенням України». Державна служба статистики України, 2013 р.
2. Кучеренко Т. Мировое производство овощей и картофеля / Т. Кучеренко // Овощеводство. – № 3. – С. 18 – 23.
 3. Перспективи розвитку галузі картоплярства в Україні // <http://potatoclub.com.ua>.
 4. <http://www.youtube.com/watch?v=67HZPVmczK8>.
 5. <http://www.himal.ru/text/vyrashchivanie-kartofelya-pod-solomoy>.
 6. Yuri F. Drygin. Highly sensitive field test lateral flow immunodiagnosics of PVX infection / Yuri F. Drygin, Anatoly N. Blintsov, Vitaly G. Grigorenko, Irina P. Andreeva, Alexander P. Osipov, Yuri A. Varitzev, Alexander I. Uskov, Dmitry V. Kravchenko, Joseph G. Atabekov // *Appl Microbiol Biotechnol.*, In pres.
 7. Лысенко Ю. Н. Новый способ бессменного возделывания картофеля / Лысенко Ю. Н. // *Картофель и овощи*, 2004, 3.
 8. Буряков А. Т. Приемы агротехники картофеля / Буряков А. Т. // *Картофель и овощи*, 2004.
 9. Басиев С. С. Совершенствование элементов технологии возделывания и хранения картофеля для условий степной, лесостепной и горной зон Северного Кавказа / Басиев С. С. Дисю д.с-г. н. 06.01.09. Владикавказ. – 2009, 410 с.
 10. Албегов Х. К. Новое в возделывании картофеля / Албегов Х. К., Сорокин И. А. // *Степные просторы*. №7. – 1982. – С. 16 – 19.
 11. Бердников А. М. Возделывание картофеля с использованием сидератов / Бердников А. М., Косьянчук В. П. // *«Земледелие»*, №4, 1999. – С. 26 – 29.
 12. Ильина Л. В. Использование растительной биомассы для повышения плодородия почв и продуктивности земледелия / Ильина Л. В., Ушаков Р. Н., Возняковская Ю. М., Аврова М. П. // *«Земледелие»*, № 6. – 1998. С. 42 – 43.
 13. Котиков М. В. Влияние различных видов удобрений на урожай и качество картофеля / Котиков М. В., Васин Ю. Ю. // *«Агрехимический вестник»*, № 1, 2007. – С. 17 – 18.
 14. Маслов Г. Г. Природозащитная технология использования соломы на удобрение / Маслов Г. Г. // *«Механизация и электрификация сельского хозяйства»*, № 8. – 1994. – С. 13 – 16.
 15. Мельцаев И. Г. Урожай и качество картофеля зависят от технологии картофеля // *«Картофель и овощи»*, № 3. – 2004. – С. 6 – 7.
 16. Щербинин А. Н. Картофель можно выращивать без гербицидов / Щербинин А. Н., Албегов Х. К., Бзиков М. А. // *Картофель и овощи*, № 5, 1999. – С. 7 – 8.
 17. Bhardwaj K. Effect of legume grech manuzino on nitrogen mineralization and gom, microbiological properties in acid zice soil / Bhardwaj K., Datte N. // *Biology and Fertility soil*. – 1995. – № 1. – P. 19.
 18. Аваев З. Н. Разработка технологического приема возделывания картофеля и капусты для получения раннего урожая в условиях юга России. Автореферат к.с-х.н. 06.01.09 – овощеводство, Москва – 2013, 22 с.
 19. Пат. 81963 МПК (2013.01) А01 С 9/00 Спосіб механізованого

виращування картоплі на поверхні поля Пат. Україна МПК (2013.01) А01 С 9/00 В.І. Пастухов, М.В. Бакум, О.М. Могильна, В.Г. Присяжний, А.М. Борис . -№ и 201302420; заявл.26.02.2013; опубл. 10.07.2013; бюл. № 13.

Анотация

К ОБОСНОВАНИЮ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА КАРТОФЕЛЯ В ЛЕСОСТЕПНОЙ ЗОНЕ УКРАИНЫ

Пастухов В., Бакум Н., Ящук Д., Присяжний В., Борис А.,
Могильна Е., Муравьев В.

На основании полевых исследований определены факторы, которые влияют на развитие и формирование урожая картофеля по предложенной энергосберегающей технологии

Abstract

TO THE JUSTIFICATION OF MECHANIZED TECHNOLOGIES ENERGY CONSERVATION POTATO PRODUCTION IN THE STEPPE ZONE OF UKRAINE

V. Pastukhov, M. Bakum, D. Yaschuk, V Prysjaznyi, A. Boris,
O. Mogilna, V. Muravyov

On the basis of field research identifies factors that influence the development and formation of the potato crop on the proposed energy-saving technology

УДК 631.331

РЕЗУЛЬТАТИ ЛАБОРАТОРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНО-ДИСКОВОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА ПРИ ВИСІВІ ДРІБНОГО НАСІННЯ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР

Кириченко Р.В., к.т.н., доц., Лосєв Є.В., магістр
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка

Наведені результати експериментальних досліджень впливу основних конструктивно-кінематичних параметрів вібраційно-дискового апарата на кількість та рівномірність висіву насіння моркви, цибулі-чорнушки і капусти.

Постановка задачі. Головне завдання сівби полягає в оптимальному розміщенні у ґрунті насіння сільськогосподарських культур з метою створення найкращих умов для проростання та розвитку рослин і отримання в кінцевому результаті максимального урожаю високої якості. При цьому до сівби, як до технологічного процесу, визначені три основні вимоги: висів заданої кількості

насіння на одиницю площі поля, рівномірне розміщення його по площі поля, загортання на відповідну, обов'язкову однакову, глибину у ґрунт.

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.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. 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) [2], ВО «Агросервістрактор» (м. Дніпропетровськ) [3] з пневмомеханічним висівним апаратом, «Клен» (м. Луганськ) [4] з дозувальним пристроєм на базі мікропроцесорного управління та інші. Проте залишається перспективним напрямком підвищення рівномірності посіву дрібного насіння малими нормами є створення та впровадження у виробництво нових конструкцій висівних апаратів. На кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П. Василенка розроблений вібраційно-дисковий висівний апарат [5], який забезпечує на основі дозованої групової подачі насіння послідовне формування неперервного однонасінневого потоку [6].

Мета досліджень. Визначення оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів вібраційно-дискового висівного апарата та закономірностей на якість процесу сівби дрібного насіння овочевих культур.

Результати досліджень. Для проведення лабораторних досліджень вібраційно-дискового апарата на кількість та рівномірність висіву розроблена експериментальна посівна секція. Конструктивна схема наведена на рисунку 1.

В основу конструкції посівної секції взята посівна секція бурякової сівалки ССТ-12Б. Для експериментальної посівної секції використані: головний кронштейн підвіски секції, паралелограмний механізм, механізм регулювання заглиблення сошників, рамка балансирної каретки з переднім котком та заднім колесом, килевидний сошник та частина корпусу висівного апарата серійної посівної секції.

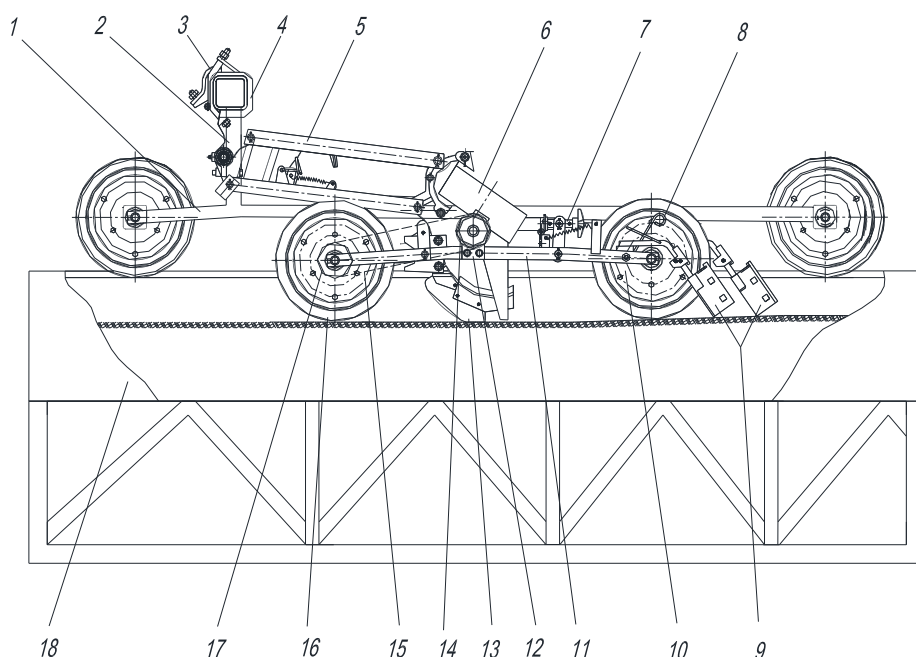


Рис. 1 – Конструктивна схема експериментальної посівної секції з вібраційно-дисковим висівним апаратом для досліджень у ґрунтовому каналі

1 – каретка; 2 – передній брус; 3 – хомути; 4 – головний кронштейн підвіски секції; 5 – ланка паралелограмної підвіски; 6 – вібраційно-дисковий висівний апарат; 7 – механізм регулювання заглиблення сошників; 8 – механізм регулювання загортачів; 9 – скребкові загортачі; 10 – заднє колесо каретки; 11 – рамка балансірної каретки; 12 – шарнірний механізм; 13 – сошник; 14 – відома зірочка привода висівного апарата; 15 – ланцюгова передача; 16 – передній коток каретки; 17 – ведуча зірочка привода висівного апарата; 18 – ґрунтовий канал

Експериментальна посівна секція складається (рис 1) з ланки паралелограмної підвіски 5, яка закріплюється головним кронштейном підвіски секції 4 на передньому брусі 2 каретки 1 ґрунтового каналу 18 за допомогою хомутів 3. Вібраційно-дисковий висівний апарат 6 закріплений на рамки балансірної каретки 11 за допомогою шарнірного механізму 12, яким забезпечується регулювання кута нахилу висівного апарата 6. Рамка балансірної каретки опирається на передній коток каретки 16 і заднє колесо каретки 10. Привід висівного апарата виконується ланцюговою передачею 15 від переднього катка 16. Ведуча зірочка 17 на валу переднього котка каретки 11 і відома зірочка 14 на валу привода виконані змінними для регулювання кутової швидкості обертання висівного диска. Глибина ходу сошників 13 регулюється механізмом регулювання заглиблення сошників 7, а скребкових загортачів 9 механізмом регулювання загортачів.

Під час виконання досліджень опорні катки каретки ґрунтового каналу переміщувалися по направляючим закріпленим на боковинах ґрунтового каналу, а опорні котки експериментальної посівної секції по поверхні ґрунту.

Експериментальні дослідження проводилися у ґрунтовому каналі. Насіння з висівного апарата висівалося на липку стрічку, яка знаходилась на поверхні ґрунтового каналу.

Результати лабораторних досліджень впливу параметрів експериментального зразка вібраційно-дискового апарата на висів насіння моркви, цибулі-чорнушки та капусти наведені на рисунках 2–7.

Для забезпечення безперервного надходження матеріалу в робочу канавку в нижній частині апарата необхідно мати деякий запас. Цю кількість матеріалу в дослідженнях визначали висотою відсіпки h насіння, що потрапляє з живильника на диск висівного апарата в нижній його частині.

Дослідження підтвердили суттєвість впливу висоти відсіпки, як на кількість висіяного насіння, так і на рівномірність його висіву (рис. 2).

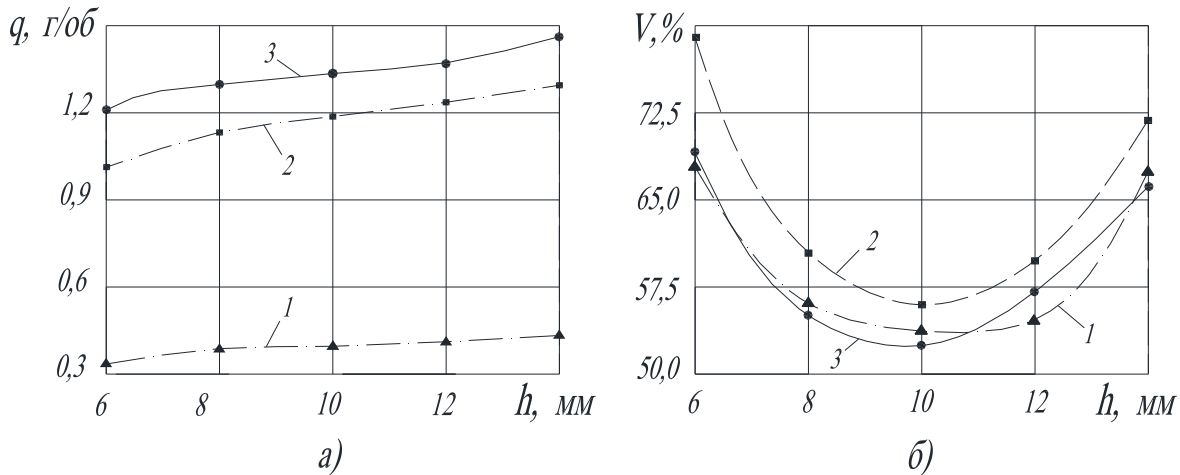


Рис.

Рис.2 – Вплив висоти h відсіпки насіння, яке потрапляє з живильника на кількість (а) та рівномірність розподілу насіння вздовж рядка (б): 1 – морква; 2 – цибуля-чорнушка; 3 – капуста

Стійку роботу висівного апарата для всіх культур, що досліджувалися, забезпечує висота відсіпки від 8 до 12 мм. Зменшення висоти відсіпки призводить до недостатнього заповнення робочої канавки, що порушує однонасінневий потік. Збільшення висоти відсіпки призводить до перевантаження робочої канавки, що збільшує кількість висіву і нерівномірність.

На рисунку 3 наведені результати досліджень впливу зміни величини кута між робочими поверхнями диска та банки на роботу висівного апарата. Кут $\nu < 40^\circ$ приводить до заклинювання насіння у робочій канавці, що зменшує швидкість транспортування їх і створює несталий потік насіння. Це підтверджується заниженою кількістю висіяного насіння та підвищенням нерівномірності.

Раціональним кутом для всіх видів досліджуваного насіння (морква, цибуля-чорнушка, капуста) є $\nu = 45^\circ$. Подальше збільшення величини кута нахилу між робочими поверхнями диска і банки погіршує умови транспортування та спрямування насіння вздовж канавки. При кутові більшому $\nu = 55^\circ$, коли у верхній точці робоча поверхня крайки диска, що утворює канавку, розташовується в положенні близькому до горизонтального, частина насіння скочується по диску вниз, що зменшує кількість висіяного насіння і збільшує нерівномірність висіву.

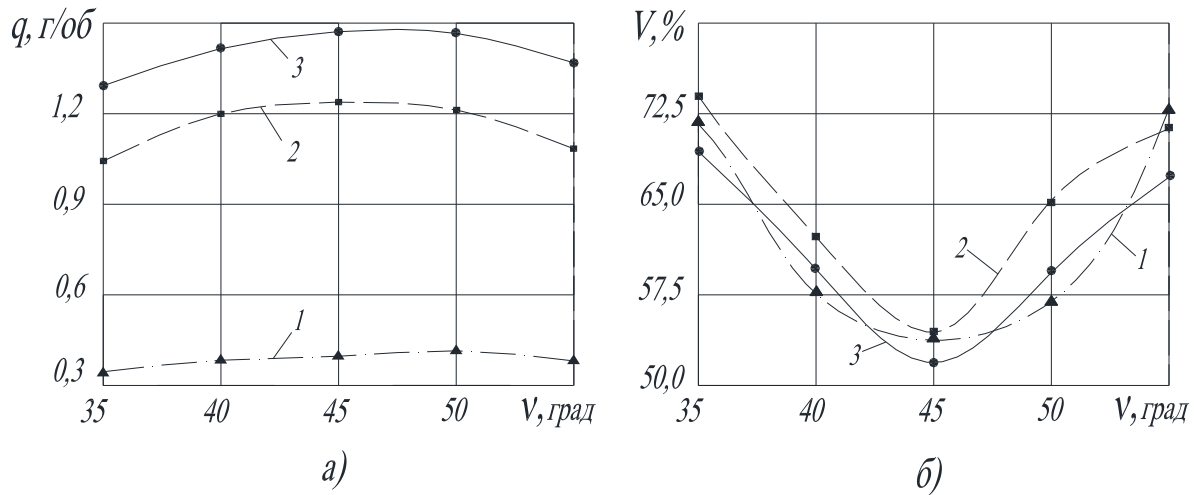


Рис. 3 – Вплив кута V між робочими поверхнями диска і банки на кількість (а) та рівномірність розподілу насіння вздовж рядка (б): 1 – морква; 2 – цибуля-чорнушка; 3 – капуста

Дослідження впливу кута нахилу апарата на якість його роботи показали (рис. 4), що оптимальний кут нахилу апарата для різних культур відрізняється. Так для насіння капусти оптимальним кутом нахилу є $\alpha = 25^\circ$. Зменшення кута нахилу не забезпечує утворення однонасінневого потоку, що призводить до збільшення кількості висіву насіння, але знижує його рівномірність. Подальше збільшення кута нахилу апарата розріджує однонасінневий потік, тобто утворюється несталий потік, який приводить до зменшення кількості висіву насіння і зростання нерівномірності розподілу. Насіння цибулі-чорнушки за формою відрізняються, як від насіння капусти, так і між собою: від кулеподібної до плоскої форми. Це визначає збільшення оптимального кута нахилу до $\alpha = 27,5^\circ$. Насіння моркви відноситься за формою до більш плоских часток і оптимальний кут нахилу висівного диска для них ще більший і становить $\alpha = 32,5^\circ$.

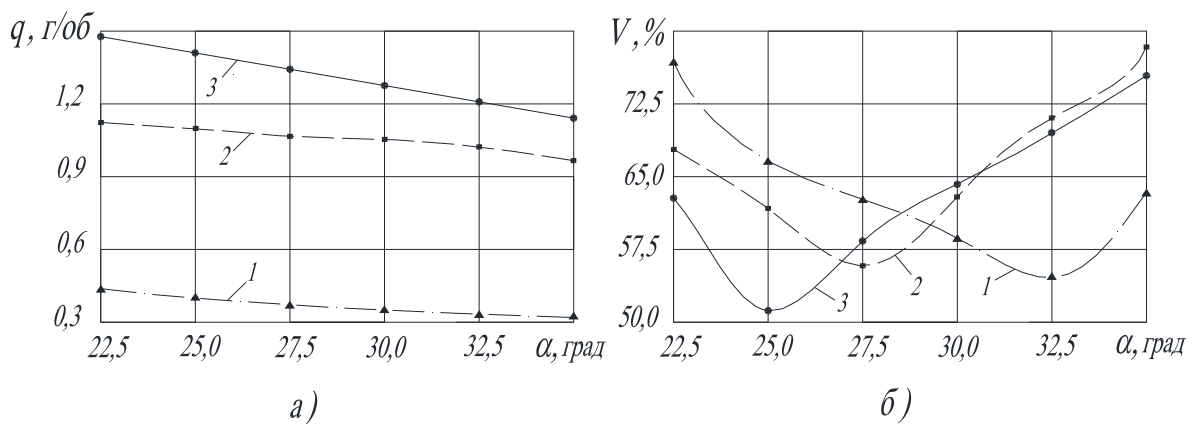


Рис. 4 – Вплив кута α нахилу апарата до горизонту на кількість висіву (а) та рівномірність розподілу насіння вздовж рядка (б): 1 – морква; 2 – цибуля-чорнушка; 3 – капуста

Вплив амплітуди коливань A диска на роботу апарата визначали в діапазоні від 0,2 до 1,2 мм. Результати досліджень (рис. 5) підтверджують суттєвість впливу амплітуди коливань, як на кількість висіяного насіння, так і на рівномірність розподілу. При малих значеннях амплітуди коливань диска відбувається перевантаження канавки насінням, що призводить до збільшення кількості висіяного насіння і зниження рівномірності висіву.

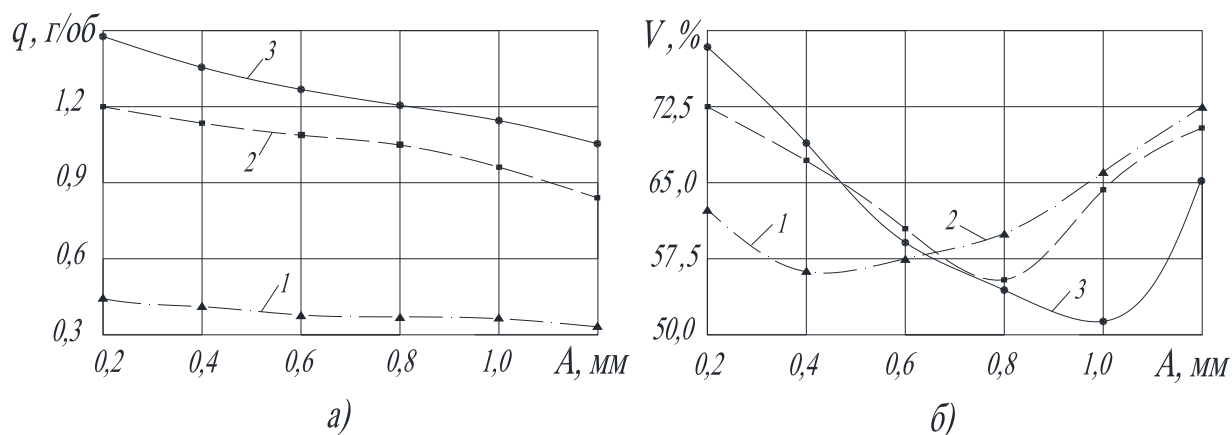


Рис. 5 – Вплив амплітуди A коливань висівного диска на кількість (а) та рівномірність розподілу насіння вздовж рядка (б): 1 – морква; 2 – цибуля-чорнушка; 3 – капуста

Слід відмітити, що на оптимальне значення амплітуди суттєво впливають розміри і маса насіння. Із досліджуваного насіння найменшу масу має насіння моркви (маса 1000 насінин моркви 1,3 г), оптимальне значення амплітуди для цього насіння теж найменше, і становить 0,4 мм. Маса 1000 насінин цибулі-чорнушки становила 3,5 г, а оптимальна амплітуда коливань – 0,8 мм. Для найважчого, із досліджуваного, насіння капусти (маса 1000 штук насінин – 4,3 г), оптимальною амплітудою є 1,0 мм. Подальше збільшення амплітуди погіршує умови переміщення насіння вздовж канавки і воно скочується до місця завантаження, що зменшує кількість висіяного насіння і погіршує рівномірність висіву.

Результати досліджень впливу частоти коливань диска на роботу висівного апарата наведені на рисунку 6. Слід зауважити, що в діапазоні $56,5 \dots 94,2 \text{ с}^{-1}$, частота коливань менш інтенсивно ніж амплітуда коливань впливає на кількість висіяного насіння. Причому, із збільшенням частоти коливань, кількість висіяного насіння зменшується. На величину оптимального значення частоти коливань теж впливають розміри і маса насіння. Для моркви оптимальна частота найменша і дорівнює $65,9 \text{ с}^{-1}$, для цибулі-чорнушки оптимальна частота $75,4 \text{ с}^{-1}$, а для капусти найбільша – $84,8 \text{ с}^{-1}$.

Місце встановлення насіннепроводу ψ_H на банці висівного апарата теж суттєво впливає на кількість та рівномірність висіву (рис. 7). Розміщення вихідного вікна у верхній частині диска погіршує умови сходу насіння з робочої канавки у насіннепровід (частина насіння неконтрольовано скочується по канавці знову у нижню частину висівного апарата). Тому при такому розміщенні отвору насіннепроводу, кількість висіву зменшується, а рівномірність погіршується.

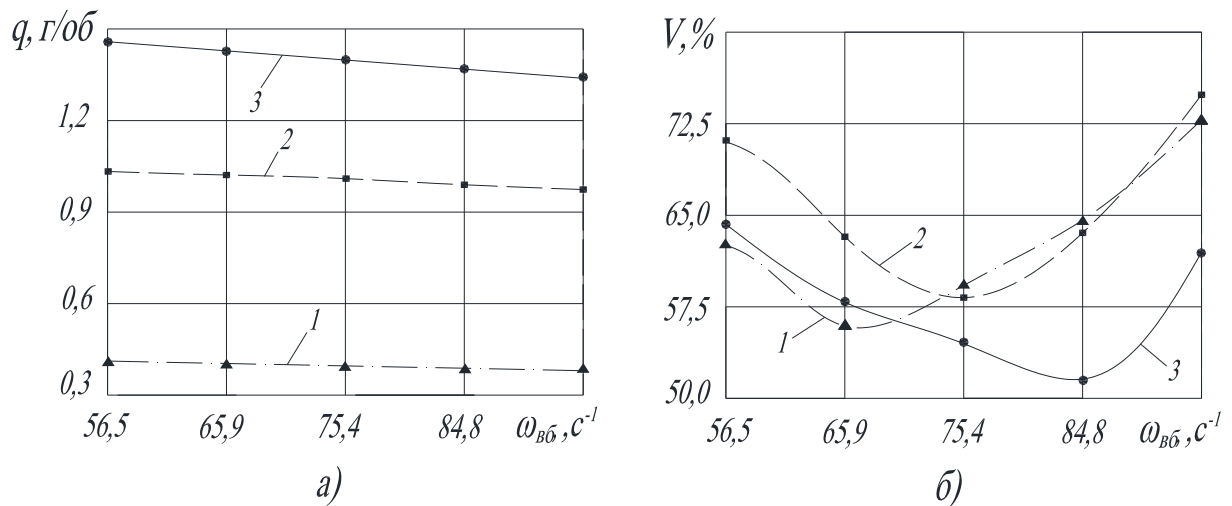


Рис. 6 – Вплив частоти $\omega_{вб}$ коливань висівного диска на кількість (а) та рівномірність розподілу насіння вздовж рядка (б): 1 – морква; 2 – цибуля-чорнушка; 3 – капуста

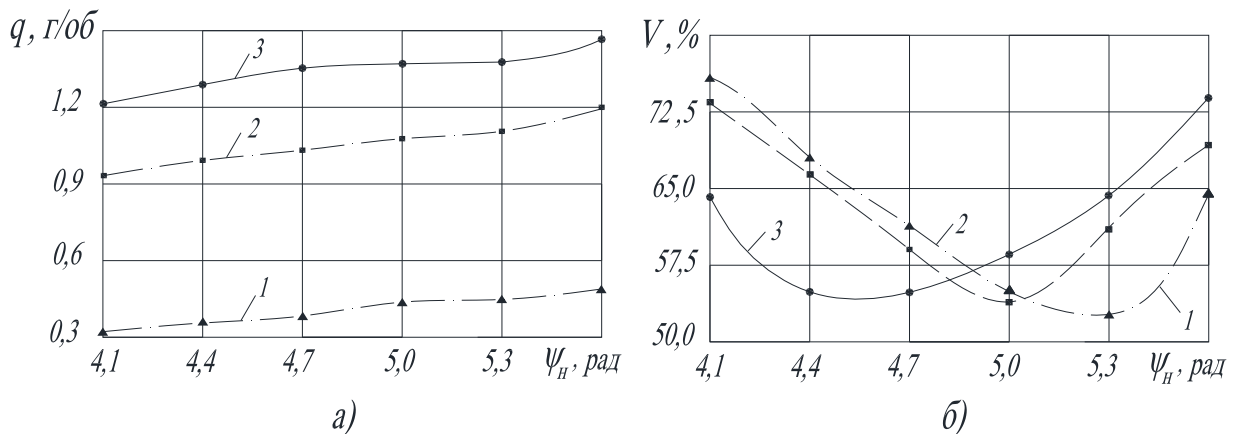


Рис. 7 – Вплив місця ψ_H встановлення насіннепроводу на кількість (а) та рівномірність розподілу насіння вздовж рядка (б): 1 – морква; 2 – цибуля-чорнушка; 3 – капуста

На оптимальне значення установки насіннепроводу суттєво впливає форма насіння, про що свідчить не співпадання положення насіннепроводу, при якому забезпечується найвища рівномірність висіву насіння. Для більш круглого насіння (капусти) кут встановлення ψ_H найменший з досліджуваного насіння. Найбільший кут отриманий для насіння моркви.

Подальше зміщення місця установки насіннепроводу до нижньої точки диска висівного апарата збільшує кількість висіяного насіння за рахунок насіння, що скочується з диска при формуванні однонасінневого потоку, яке погіршує рівномірність висіву і робить його некерованим.

Висновки

1. Якісну роботу вібраційно-дискового апарата на висіві для всіх культур, що досліджувалися, забезпечує запас насіння в нижній частині апарата – висота

відсипки $h=8...12$ мм. Зменшення висоти відсипки призводить до недостатнього заповнення робочої канавки, а збільшення – до перевантаження.

2. Кут $\nu \leq 35^\circ$ між робочою поверхнею висівного диска та банки приводить до заклинювання насіння в робочій канавці висівного апарата. Збільшення його до $\nu = 52,5^\circ$ суттєво збільшує кількість насіння, яке скочується з диска назад до масиву завантаження, що зменшує рівномірність висіву. При $\nu = 45^\circ$ – коефіцієнт варіації рівномірності розподілу вздовж рядка насіння, яке досліджувалось становить $V=52...56\%$, а при $\nu = 55^\circ$ – $V=68...72\%$. Оптимальним кутом для висіву насіння моркви, цибулі і капусти є $\nu = 45^\circ$.

3. Оптимальний кут нахилу диска висівного апарата неоднаковий для різних культур. Для округлого насіння однонасінневий потік створюється при менших кутах нахилу (для насіння капусти – $\alpha = 25,0^\circ$), а для плоского за формою насіння – при більших значеннях (для насіння моркви – $\alpha = 32,5^\circ$).

4. Місце встановлення насіннепроводу на банці висівного апарата залежить від форми насіння, яке висівається. Для досліджених видів насіння раціональний кут установки змінюється в межах $4,7 \leq \psi_H \leq 5,2$ рад від нижнього положення висівного диска. Зміщення місця встановлення на менший кут доцільно використовувати при висіві круглого насіння (капуста), а більший – для плоского (морква).

Список використаних джерел

1. Сільськогосподарські машини [Текст]. Частина 3. Посівні машини / [Бакум М.В., Бобрусь І.С., Морозов І.В., Нікітін С.П. та ін.]; за ред. М.В. Бакума. – Харків, 2005. – 332 с
2. www.rosta.ua [Електронний ресурс].
3. www.ast-dnepr.com.ua [Електронний ресурс].
4. www.klen.dsip.net [Електронний ресурс].
5. Пат. 37998 Україна, МПК А 01 С7/00. Висівний вібраційно-дисковий апарат [Текст] / П.М. Заїка, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко. - № 200802501; заявл. 18.02.2008; опубл. 15.12.2008, Бюл. № 24.
6. Заїка П.М. Характеристики руху тіла насіння сферичної форми у вібраційному висівному апараті [Текст] / П.М. Заїка, Р.В. Кириченко, Ю.О. Манчинський // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вибрации в технике и технологиях». – 2006. – № 1 (43). – С. 44–48.

Аннотация

РЕЗУЛЬТАТЫ ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОТЫ ВИБРАЦИОННО-ДИСКОВОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА ПРИ ПОСЕВЕ МЕЛКИХ СЕМЯН ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР

Кириченко Р., Лосев Е.

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния основных конструктивно-кинематических параметров вибрационно-дискового аппарата на количество и равномерность высева семян моркови, лука-чернушки и капусты.

Abstract

RESULTS OF LABORATORY RESEARCHES OF OPERATION OF THE VIBRATION AND DISK SOWING DEVICE AT CROPS OF SMALL SEEDS OF VEGETABLE CULTURES

R. Kyrychenko, E. Losev

Results of pilot studies of influence of the key constructive and kinematic parameters of the vibration and disk device on quantity and uniformity of seeding of seeds of carrots, onions and cabbage are given.

УДК:631.362

ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОГО СЕПАРАТОРА З НАХИЛЕНИМ ПОВІТРЯНИМ КАНАЛОМ

**Харченко С.О., к.т.н. доц., Бакум М.В., к.т.н. проф.,
Абдуєв М.М., к.т.н. доц., Крекот М.М., асист.,
Винокуров М.О., викл. Сіняєва О.В. асист.**

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Наведені результати виробничих випробувань сепаратора з нахиленим повітряним каналом на сортуванні насіннєвого матеріалу пшениці сорту Васелина.

Постановка проблеми. За сприятливих умов сільськогосподарські підприємства заготовляють насіннєвого матеріалу для сівби з деяким запасом. При підготовці його безпосередньо до сівби в окремих господарствах передпосівний обробіток виконується лише тієї частини, яка висівається. Для отримання високоякісного посівного матеріалу доцільніше, при передпосівному обробітку, виконати додаткове сортування з виділенням в посівну фракцію більш якісного матеріалу необхідної кількості для сівби. Якісне виконання додаткового сортування забезпечить отримання високоякісного посівного матеріалу який забезпечить підвищення урожайності і якості отриманої продукції.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. В традиційних технологіях підготовки посівного матеріалу зернових культур додаткове сортування виконується в основному на повітрянорешетних системах зерноочисних машин [1]. На кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П. Василенка розроблений пневматичний сепаратор з нахиленим повітряним каналом на якому можливо ефективно виконувати післязбиральний обробіток зернової частини урожаю [2, 3]. Параметри сепаратора для додаткового сортування обґрунтовані недостатньо.

Метою досліджень є визначення ефективності використання пневматичного сепаратора для додаткового сортування насінневого матеріалу пшениці.

Результати досліджень. На кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П. Василенка розроблений пневматичний сепаратор з нахиленим повітряним каналом призначений для попереднього очищення зернового вороху від легких домішок (які відрізняються за аеродинамічними властивостями від зерна основної культури) при післязбиральній обробці всіх видів зернових культур перед їх сушкою, засипкою на зберігання, а також при підготовці до продажу.

Сепаратор також можна використовувати для додаткового сортування посівного матеріалу або продовольчого зерна, за різницею аеродинамічних властивостей зерна з виділенням в (посівну) цільову фракцію більш повноцінного насіння основної культури.

Сепаратор може використовуватись в колективних і фермерських господарствах які вирощують зернові культури, а також в підприємствах що займаються очисткою та сортуванням насіння і зерна.

Обробка зернового матеріалу на сепараторі особливо ефективна зразу після збирання зернових. Вона підвищує здатність зберігатись зернового матеріалу, покращує умови для якісної сушки зерна в сушарках, а також послідує операцій по очищенню і сортуванню зерна і насіння. Виділення із зернового матеріалу легких домішок (полова, пил та інші) підвищує його сипкість і шпаруватість, зменшує імовірність утворення осередків самозігрівання, створює можливість рівномірного продування зерна повітрям при вентилюванні. Зерновий матеріал, призначений для кормових цілей після очищення на сепараторі в більшості випадків не потребує додаткового очищення.

Сепаратор може використовуватися самостійно в якості машини попереднього очищення, або спеціальної машини для додаткового сортування продовольчого чи посівного матеріалу, а також в різних технологічних лініях для післязбиральної обробки зернового і насінневого матеріалу.

Для зменшення трудомісткості при використанні сепаратора самостійно необхідне додаткове обладнання в складі: приймальний бункер і транспортуючі механізми (норія, транспортери стрічкові) для подачі вихідного матеріалу із бортів у сепаратор і відвантаження продуктів розділення. Такий комплект може виконувати попереднє очищення зернового матеріалу перед подачею на сушку в зерносушарку або бункер активного вентилювання і попереднє очищення сухого зернового матеріалу перед загрузкою в склади, або додаткового сортування для підвищення посівних чи продовольчих якостей матеріалу. Сепаратор можна встановлювати безпосередньо над зерноскладом, сушаркою або іншими приймальними пристроями зерноочисних ліній. Він не потребує спеціального фундаменту і може використовуватись на відкритій, в тому числі ґрунтовій, площадці.

Сепаратор (рис. 1) складається із вентиляторної установки і нахиленого повітряного каналу які з'єднані між собою.

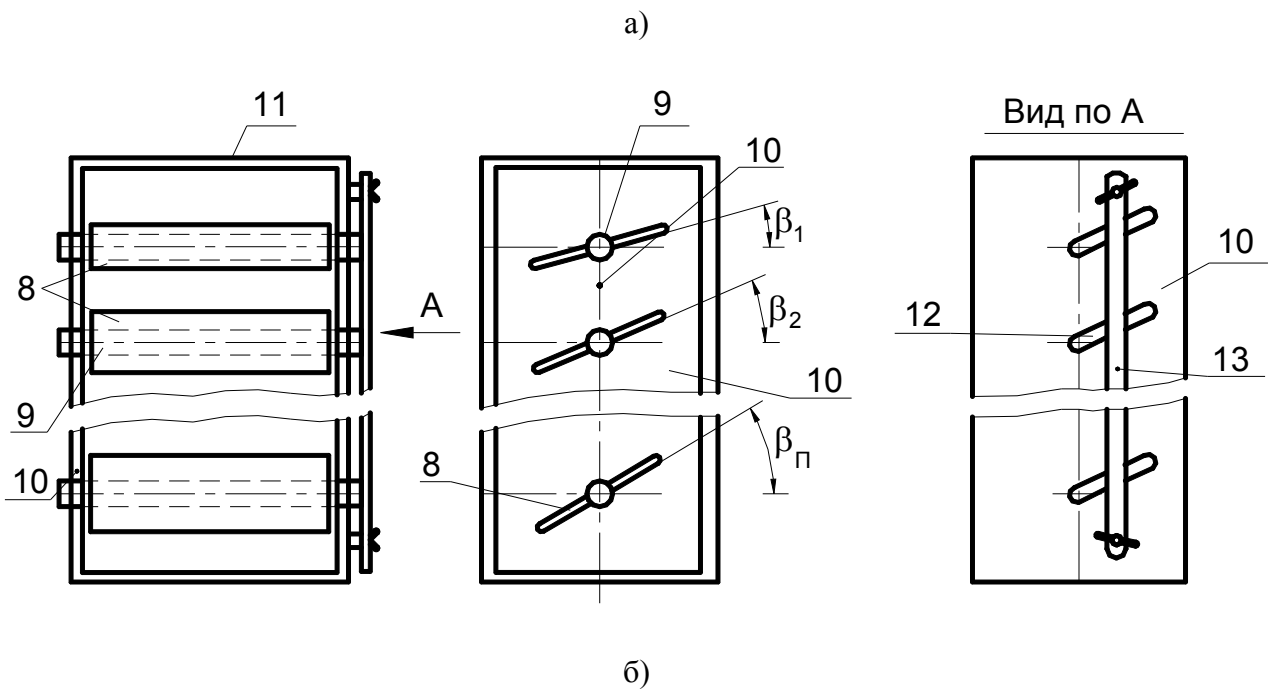
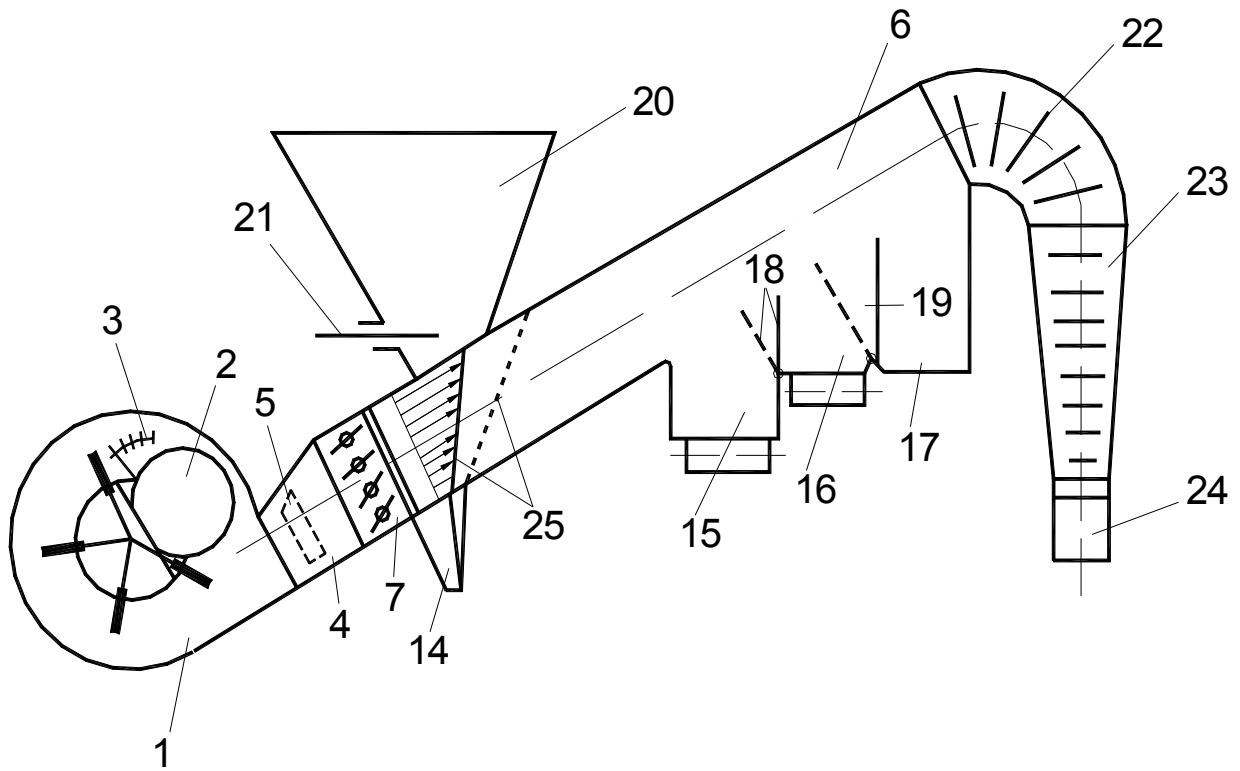


Рис.1 – Схема пневматичного сепаратора:

а – схема нахилоного повітряного каналу; б – схема проставки; 1 – вентилятор; 2 – заслінка; 3 – шкала; 4 – перехідник; 5 – вертикальні жалюзі; 6 – сепарувальний канал; 7 – проставка; 8 – пластина поворотна; 9 – вісь колінчаста; 10 – боковини повітряного каналу; 11 – верхня і нижня стінки каналу; 12 – коліно осі; 13 – пластина пружинна; 14 – приймач важких компонентів; 15, 16 і 17 – приймачі; 18 і 19 – перегородки приймачів; 20 – бункер; 21 – заслінка регульовальна; 22 – пиловідділювач інерційний; 23 – осаджувальна камера; 24 – фільтруючий пилозбірник із тканини; 25 – епюри швидкості повітря по висоті каналу

Вентиляторна установка включає вентилятор високого тиску 1 який приводиться в рух електродвигуном через пасову передачу. Регулювання подачі повітря вентилятором виконується заслінкою 2, положення якої реєструється за допомогою шкали 3. До вихідного патрубку вентилятора прикріплений перехідник 4 в якому встановлені вертикальні жалюзі 5 для вирівнювання швидкості повітряного потоку у поперечному напрямку перехідника. На виході перехідник має розміри, які відповідають розмірам нахиленого каналу. Між перехідником 4 і нахиленим повітряним каналом 6 встановлена проставка 7 з механізмом регулювання швидкості повітряного потоку по висоті каналу (рис. 1, б). Механізм виконаний з набору поворотних пластин 8, закріплених жорстко на колінчастих осях 9 які проходять через осьові лінії боковин 10 проставки. Причому осі закріплені паралельно нижній (верхній) 11 стінці проставки. Положення кожної пластини 8 (кут β її нахилу відносно поздовжньої осі каналу) можна регулювати окремо, повертаючи коліна 12 відповідних осей 9. Фіксація положення всіх пластин виконується одночасно за допомогою прижимної пластини 13, якою зовнішні коліна 12 осей притискаються до боковини 10 проставки через резинову прокладку. До нижньої стінки проставки прикріплений вивантажувальний приймач 14 важких компонентів сумішей.

Нахилений повітряний канал складається з сепарувального каналу 6 в нижній частині якої виконані три приймачі 15, 16 і 17 продуктів розділення. Перегородка 18 між 15 і 16 приймачами, а також 19 між 16 і 17 приймачами виконані поворотними що дозволяє регулювати вміст приймачів. В нижній частині приймачів встановлені заслінки і мішкотримачі, які дозволяють закріплювати мішки для збирання продуктів розділення з кожного приймача окремо. До верхньої стінки сепарувального каналу 6 закріплений завантажувальний бункер 20 із регулювальною заслінкою 21 подачі вихідного матеріалу в сепарувальний канал 6. До сепарувального каналу 6 прикріплюється болтами інерційний пиловідокремлювач 22 з осаджувальною камерою 23, яка закінчується фільтруючим пилозбірником 24 із тканини (мішковини).

Показники якими оцінювалась робота пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом на сортуванні насіння зернових культур: засміченість очищеного матеріалу; втрати повноцінного матеріалу у відходах; продуктивність сепаратора.

Насіння озимої пшениці сорту Васелина першої репродукції урожаю 2013 року в кількості 53,72 ц мало нормальний колір і запах. Вміст насіння основної культури складав 77,89%, легких домішок – 0,11%, насіння бур'янів 0,03%, пошкодженого насіння основної культури 18,28%, шуплого насіння пшениці 2,23%, і насіння пшениці в колосках 1,46%. Маса 1000 насінин пшениці 46,70 г.

Згідно ДСТУ 2240-93 в кондиційному посівному матеріалі м'якої пшениці 1-3 репродукції сортова чистота має бути мінімум 98%, вміст насіння основної культури повинен бути мінімум 98%, насіння інших культурних рослин не більше 20 шт/кг, насіння бур'янів не більше 20 шт/кг, в тому числі важковідокремлюваних максимум 5 шт/кг. Схожість насіння не менша 92%.

Насіння озимої пшениці сорту Васелина не відповідало вимогам до посівного матеріалу, тому додатково сортувалося на пневматичному сепараторі.

Виробничі випробування сепаратора проводились при наступних установочних і кінематичних параметрах: кут нахилу повітряного каналу до горизонту – 45°, середня швидкість повітряного потоку в каналі – 15,4 м/с; поворотні пластини проставки встановлені таким чином, щоб створювався нерівномірний по висоті каналу повітряний потік: більш інтенсивний у верхній частині каналу (V= 16,9 м/с) і помірніший в нижній частині (V= 13,9 м/с); подача вихідного матеріалу в повітряний канал становила в середньому – 2328 кг/год.

Результати сепарації насіння пшениці сорту Васелина урожаю 2013 року, на пневматичному сепараторові приведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати сортування насінневого матеріалу пшениці сорту Васелина

Показники	Вихідний матеріал	Вміст приймачів			
		I	II	III	IV
Розподіл матеріалу по приймачах, кг	5372	2250	2526	592	4
%	100	41,88	47,04	11,02	0,06
Вміст повноцінного насіння основної культури, %	78,8	99,77	62,98	28,13	-
Маса 1000 насінин пшениці, г	46,70	48,99	46,68	38,21	-
Вміст пошкодженого насіння основної культури, %	17,87	0,23	31,92	47,95	27,23
Вміст невимолоченого насіння пшениці, %	1,02	-	1,18	14,09	11,79
Вміст шуплого насіння основної культури, %	2,18	-	3,92	5,72	10,72
Вміст легких домішок, %	0,11	-	-	3,33	42,05
Вміст насіння бур'янів, %	0,02	-	-	0,78	8,21
Якість матеріалу	Не конд.	Конд.	Не конд.	Не конд.	Не конд.

Аналіз результатів розділення показує, що в перший приймач виділилось найбільше 2250 кг матеріалу, що становить 41,88% від маси вихідної суміші. Насіння основної культури в цю фракцію виділилось з найвищими посівними якостями: маса 1000 насінин 48,99 г, що на 2,29 г вища насіння вихідного матеріалу. Також до цього приймача відсортувалося 0,23 % пошкодженого насіння пшениці. Слід зазначити що до цього приймача не потрапило шупле насіння основної культури, легкі домішки (часточки колосків, стебел та остюки) а також насіння бур'янів.

До другого приймача виділилося 2526 кг насінневого матеріалу що становить 47,04% від маси вихідної суміші. Насіння основної культури в цій фракції складало 62,98%, а його маса 1000 штук становила 46,68 г що на 2,31 г менше першого приймача і майже не відрізняється від показників вихідного матеріалу. До цього приймача відокремилосся 31,92 % пошкодженого насіння, та 1,18 % невимолоченого насіння пшениці, що на 31,69 та 1,18 % більше ніж у першому приймачі і на 14,05 та 0,16 % ніж у вихідному матеріалі, відповідно. В цей приймач потрапило 3,92 % шуплого насіння основної культури, а насіння бур'янів та легкі домішки в його

складі відсутні. Друга фракція не відповідала вимогам державного стандарту через підвищений вміст пошкодженого насіння основної культури. Її доцільно доочищати на спеціальних насіннеочисних машинах.

До двох останніх приймачів продуктів розділення виділилося відповідно 592 та 4 кг матеріалу що становить 11,02 та 0,06 % від маси вихідного матеріалу. Вміст повноцінного насіння основної культури у третьому приймачеві становить 28,13 %, а в четвертому - відсутнє. Маса 1000 насінин третього приймача лише 38,21 г, що свідчить про його низьку якість. До цих приймачів виділились всі легкі домішки і насіння бур'янів. Тому вміст цих фракцій доцільно використати на фураж.

Висновки. За один пропуск насінневого матеріалу на пневматичному сепараторові з нахиленим повітряним каналом отримали 41,88%, від маси вихідного матеріалу, насіння яке за всіма показниками перевищує вимоги державного стандарту до посівного матеріалу, що підтверджує доцільність його використання для підготовки високоякісного посівного матеріалу.

Список використаних джерел

1. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины / И.Е. Кожуховский. – М: Машиностроение, 1974. – 200 с.
2. 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.
3. Абдуєв М.М. Обґрунтування параметрів сепаратора з нахиленим повітряним каналом для розділення зернових сумішей: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Харків, 2007. – 21 с.

Аннотация

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА С НАКЛОННЫМ ВОЗДУШНЫМ КАНАЛОМ

Харченко С., Бакум Н., Абдуев М., Крекот Н.,
Винокуров Н., Синяева О.

Приведены результаты производственных испытаний сепаратора с наклонным воздушным каналом на сортировании семенного материала пшеницы сорта Васелина.

Abstract

PRODUCTION TESTS OF PNEUMATIC SEPARATOR WITH THE INCLINED AIR DUCT

Harchenko S., Bakum N., Abduev M., Krekot N., Vinokurov N., Sinyaeva O.

The results of production tests of separator with the inclined air duct on sorting of seminal material of wheat of the Vaselina sort are resulted.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СТЕБЕЛ ВІВСА

**Бакум М.В., к.т.н., проф., Кириченко О.В., інж.,
Кириченко В.О., к.т.н., доц., Вотченко О.С., доц.**

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Приведені результати досліджень механіко-технологічних властивостей стебел вівса як безпосередньо після скошування, так і після зимівлі у валках на полі.

Постановка проблеми. Загальна будова стебел сільськогосподарських рослин має певну конструкцію із циліндра або овалу основної тканини, армованої провідними пучками і оточеною щільною шкіркою. Вся різноманітність стебел зумовлена розподілом його провідних пучків в основній тканині. Стебла однодольних рослин, до яких належать злаки, в тому числі зернові культури, складаються з основної тканини, периферійної механічної тканини і шкірки. Окремі частини стебел злаків по довжині з'єднані між собою вузлами. Вузли є місцевим стовщенням стебла із зменшенням порожнистої частини – своєрідними поперечними перегородками стебла, розміщеними на деякій відстані одна від одної. Внаслідок такої будови зростає міцність стебел на згин. У верхній частині діаметр стебла і товщина його стінки зменшуються, і тільки біля самого колоска товщина стінки стебла і довжина міжвузлів збільшуються, що надає йому в цьому місці найбільшої гнучкості.

Механіко-технологічні властивості стебел сільськогосподарських культур характеризуються: зусиллям різання стебла, зусиллям розриву стебла, опором стебла згину, коефіцієнтом тертя стебла по робочих поверхнях.

Оскільки матеріал стебел рослин анізотропний, то для повної характеристики необхідно знати кожну з його фізико-механічних властивостей як за поздовжнього, так і за радіального деформування.

Метою досліджень є визначення механіко-технологічних властивостей стебел вівса безпосередньо після жнив та після зимівлі у валках на полі.

Результати досліджень. Для визначення механічних властивостей стебел сільськогосподарських рослин на кафедрі «Сільськогосподарські машини» ХНТУСГ ім. П. Василенка розроблений прилад, який дозволяє визначати навантаження на стеблину під час згинання, величину її прогину та зусилля на перерізання стебел [5]. Прилад (рис. 1) включає опорну плиту 1 на якій жорстко закріплений стояк 2. На стоякові 2 за допомогою гвинтового механізму з рукояткою 12 встановлений натискний механізм, який включає каретку 3 з важелем 13 на якому закріплений деформатор 6 і відеокамера 11. Переміщення деформатора 6 по висоті визначається за шкалою 7, яка переміщується по напрямнику і спрямовуючому ролику 10 по опорній плиті 1 у фокусі

відеокамери 11. Під деформатором 6 на опорній плиті 1 змонтовані силовий механізм для вимірювання навантаження 4 (наприклад, у вигляді електронних терезів) з шкалою 9, яка теж розміщена у фокусі відеокамери 11. На рухомій частині силового механізму 4 закріплена рейка 5 з опорами 8 для розміщення стебел під час дослідження їх пружних властивостей.

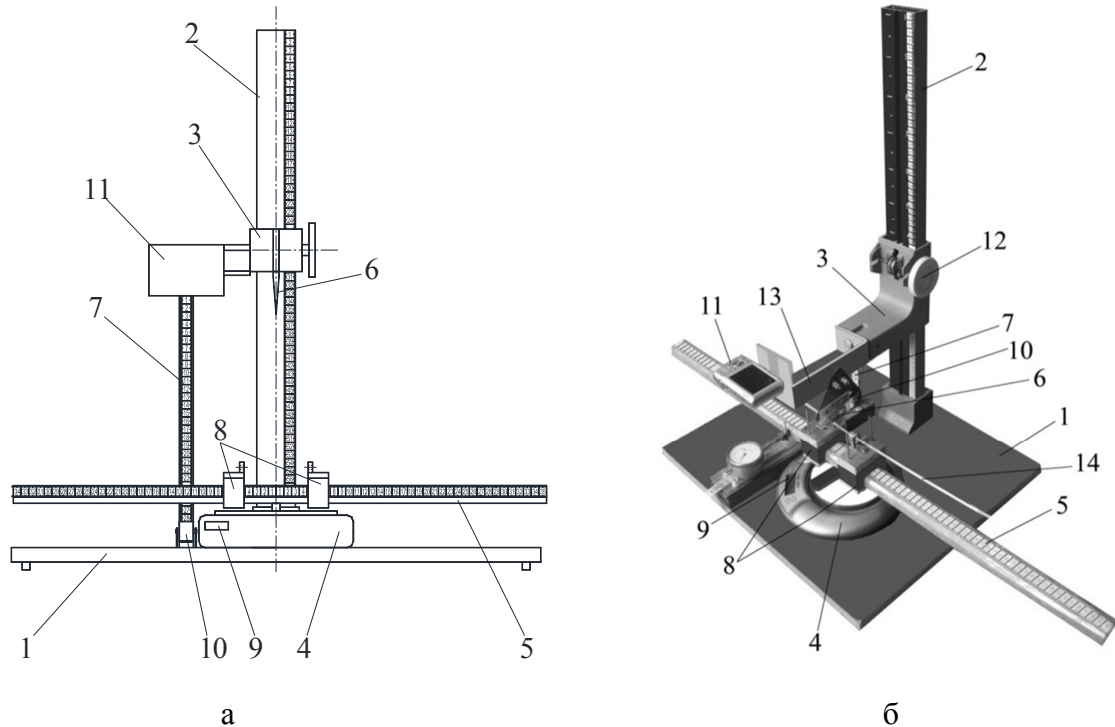


Рис. 1 – Прилад для визначення механічних властивостей стебел сільськогосподарських культур: а – конструктивна схема; б – загальний вигляд; 1 – плита опорна; 2 – стояк; 3 – каретка; 4 – електронні терези; 5 – рейка; 6 – деформатор; 7 – шкала положення деформатора; 8 – опора; 9 – шкала терезів; 10 – ролик напрямний; 11 – відеокамера; 12 – рукоятка; 13 – важіль; 14 – стебло сільськогосподарської рослини

Дослідження пружних властивостей стебел на запропонованому приладі виконується слідуючим чином. Стебло 14 вкладається на опори 8 і рукояткою 12 натискного механізму опускається деформатор 6 до контактування з стеблом. В цьому положенні записуються дані шкали 7 положення деформатора 6 і шкали 9 силового механізму та включається відеокамера. Далі плавно опускається деформатор 6 до моменту перелому самого стебла. Потім переглядається відеозапис процесу деформації стеблини. Визначається момент кінця етапу пружної деформації стебла і при цьому визначається величина зусилля прикладеного деформатором 6 до досліджуваного стебла та величина переміщення деформатора, яка визначає величину прогину самої стеблини до моменту перелому.

Вибір зразків стебел для досліджень виконували в два етапи. На першому етапі вибирали дослідну ділянку і розробляли схему відбирання зразків рослин, а на другому – кількість рослин для досліджень.

Число зразків стебел у пробі n (повторність досліджень) залежать як від степені варіювання даної властивості стебел, так і від точності, з якою потрібно

отримати результат і визначали за залежністю:

$$n = \left(\frac{t_{0,05} \cdot V}{\Delta} \right)^2, \text{ шт.} \quad (1)$$

де $t_{0,05}$ – критерій Стюдента при рівні значущості 0,05;
 V – коефіцієнт варіації;
 Δ – відносна похибка середнього.

Для більш точних досліджень кількість стебел у пробі приймали 300 штук. Зовнішній та внутрішній діаметри стебел вимірювали на мікроскопі, а маса кожного зразка стебел визначалася зважуванням на вагах ВЛТК-200 з точністю до 0,01 г.

Результати вимірювань наведені на рис. 2.

Солома вівса, що знаходилась у валках на полі після зимівлі притерпіла суттєвих змін в геометричних розмірах. Слід зазначити, що значна частина стебел просто переламалась, тому загальна довжина стебел суттєво зменшилась, а кількість стебел на одиницю довжини валка зросла. Це привело до того, що кожна частина стебла при весняних дослідженнях оцінювалась як самостійна стеблина і в неї визначалися параметри нижньої частини до першого вузла і верхньої частини перед останнім вузлом.

Пружні властивості стебел порівнювали за величиною модуля пружності, який визначається як для балки, що лежить на двох опорах без затискання, за залежністю [2, 4]:

$$E = \frac{0,4 P \cdot l^3}{\pi (d_3^4 - d_6^4) y}, \text{ Па} \quad (2)$$

де: P – зосереджене навантаження на стеблину при згинанні (визначається приладом), Н;
 l – відстань між опорами приладу, м;
 y – величина прогину стеблин під дією сили P , м;
 d_3, d_6 – відповідно, зовнішній та внутрішній діаметри стеблини, що досліджується, м.

Руйнівне напруження зрізання стеблини K_c визначали за формулою:

$$K_c = \frac{P_1}{S} = \frac{4P_1}{\pi (d_3^2 - d_6^2)}, \text{ Па} \quad (3)$$

де: P_1 – зусилля на перерізанню,
 H (визначається на приладі);
 S – площа поперечного перерізу стеблини в місці перерізанню, м².

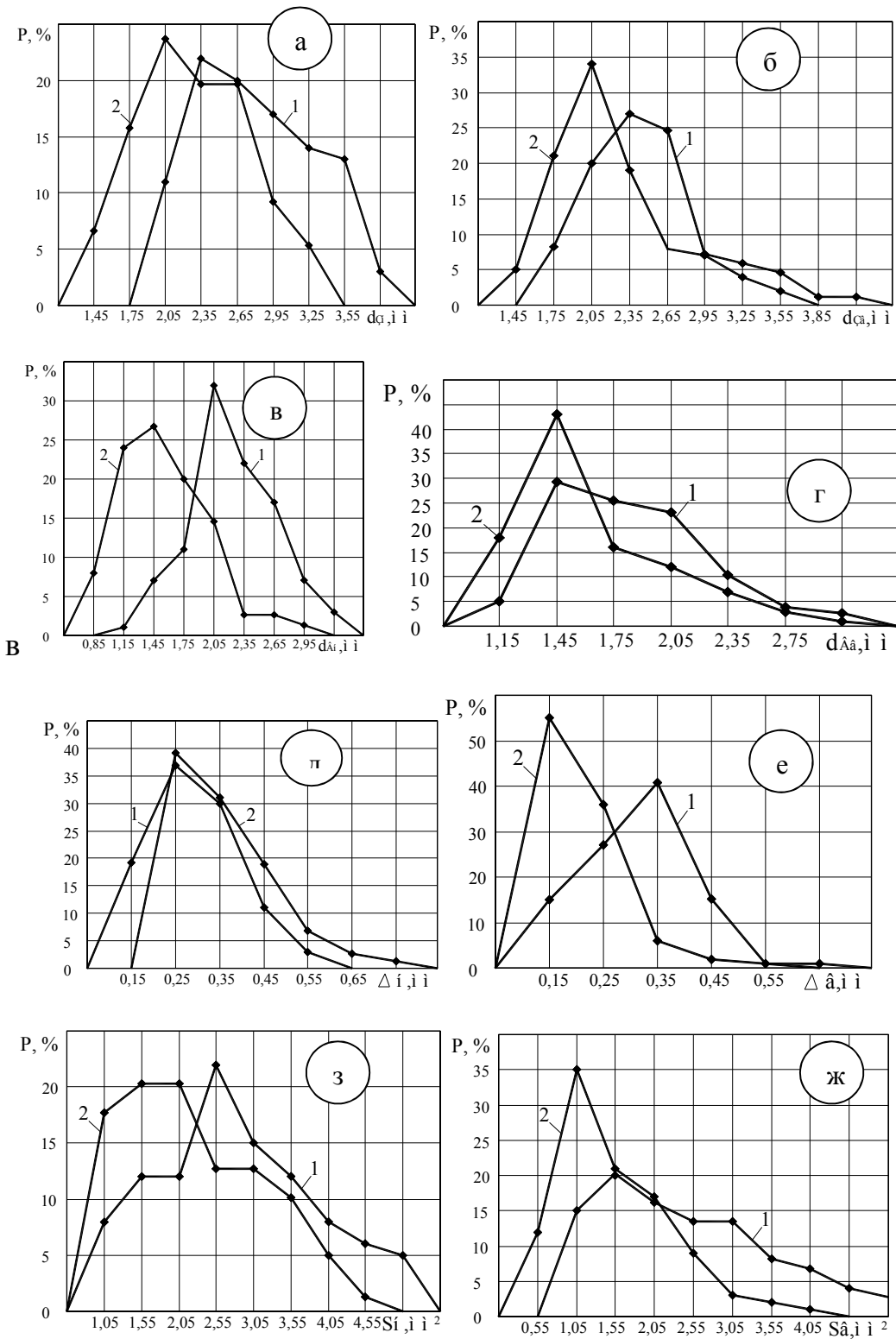


Рис. 2 – Варіаційні криві розмірних характеристик стебел вівса визначених: безпосередньо після жнив – 1, після зими – 2: а і в – зовнішнього і внутрішнього перерізу нижньої частини стебел; д – товщини стінки; з – площі поперечного перерізу; б, г, е, ж – відповідно, верхньої частини стебел

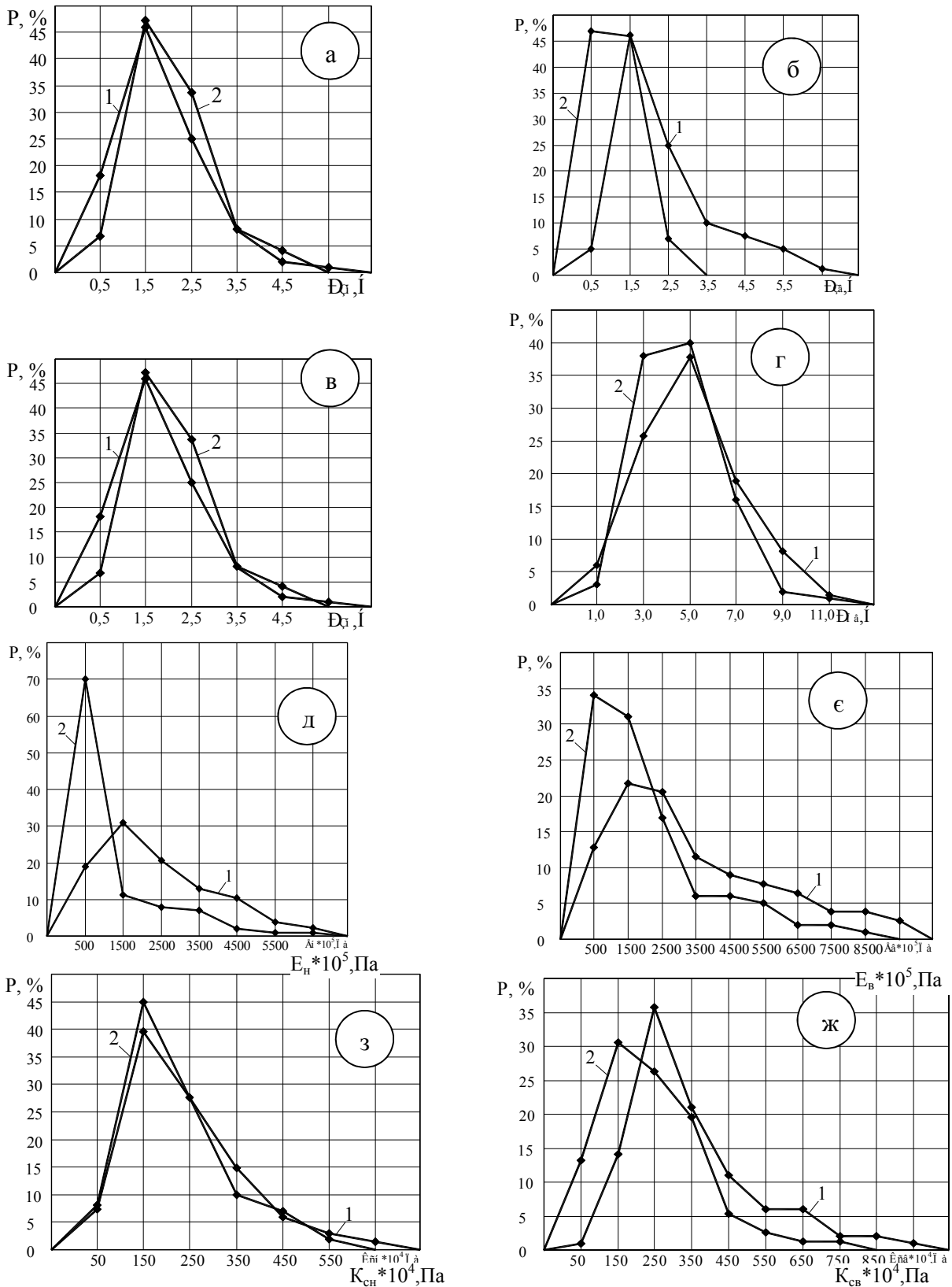


Рис. 3 – Варіаційні криві характеристик механіко-технологічних властивостей стебел вівса, визначених безпосередньо після жнив – 1 та після зими - 2; а – зусилля на згинання, в – перерізання, д – модуля пружності, з – руйнівного напруження нижньої частини стебел; б, г, є, ж – відповідно, верхньої частини стебел

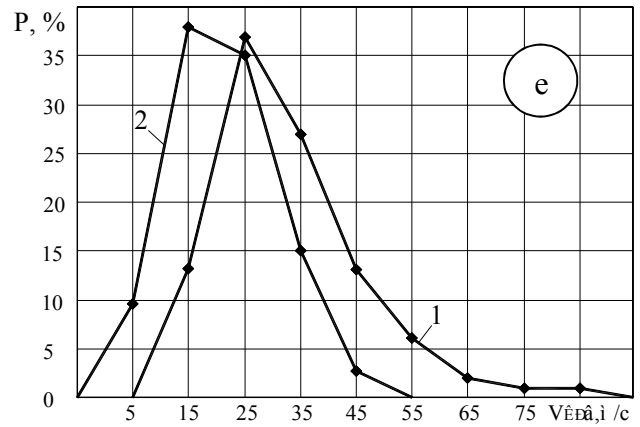
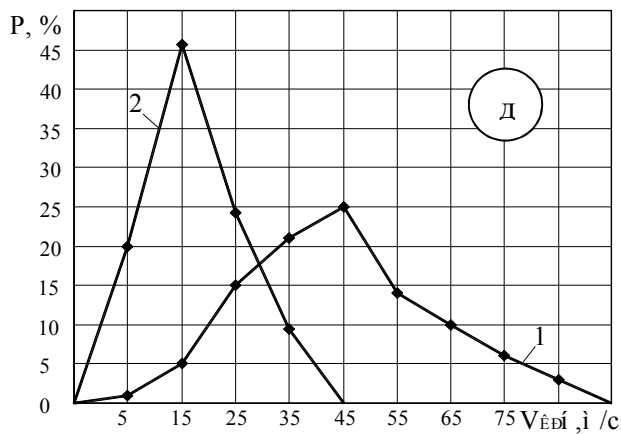
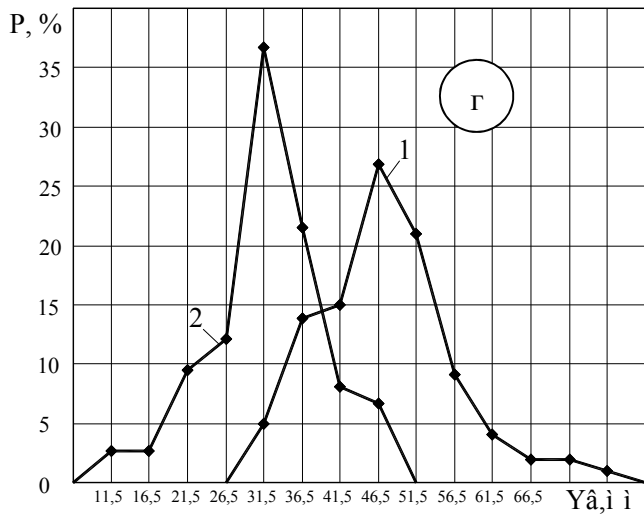
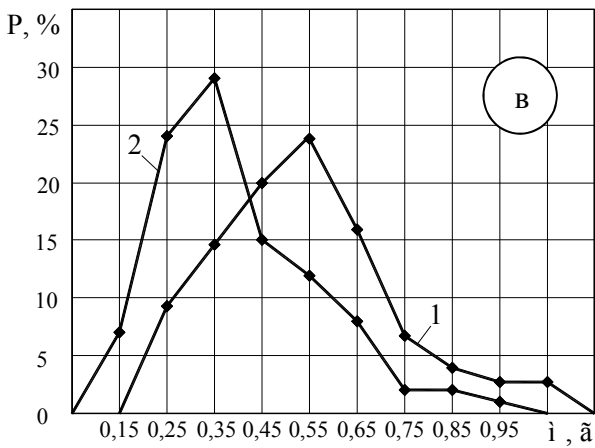
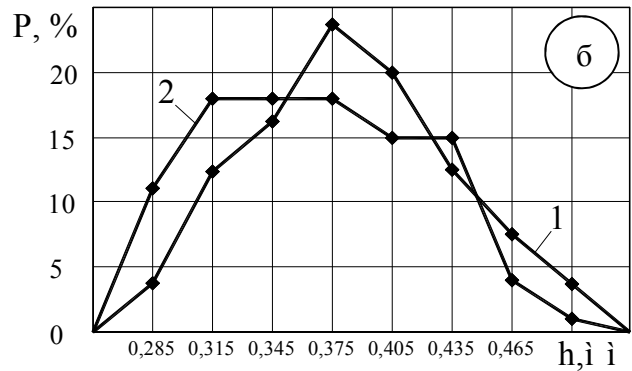
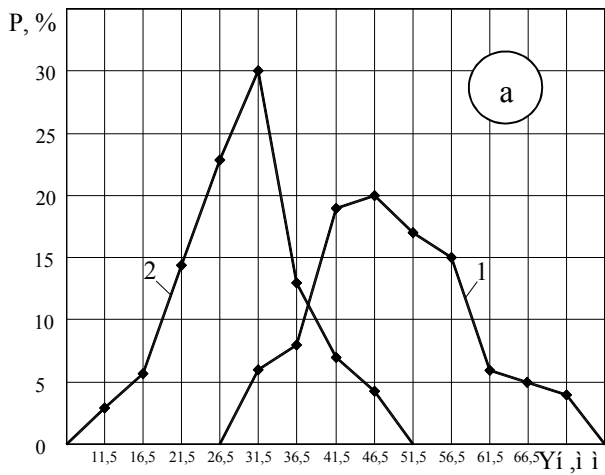


Рис. 4 – Варіаційні криві характеристик механіко-технологічних властивостей стебел вівса, визначених безпосередньо після жнив – 1, після зими – 2; величини прогину нижньої частини стебла – а, верхньої – г; довжина стебел – б; маса стебел – в; критичну швидкість безпідпiрного перерізання нижньої частини стебел – д; верхньої – е

Питому масу зразка стеблини γ_c визначали за формулою:

$$\gamma_c = \frac{m}{S h}, \text{ кг/м}^3 \quad (4)$$

де: m – маса зразка стеблини, кг;
 h – довжина зразка стеблини, м.

Результати досліджень наведені на рис. 3.

За отриманими характеристиками зразків стебел визначали критичну швидкість безпідпiрного зрізання (технологічну характеристику стебел) – як ту мінімальну швидкість ножа різального апарату, яка забезпечує зріз стебел без підпору.

Критичну швидкість безпідпiрного різання стебел сільськогосподарських рослин $V_{кр}$, професор В.М. Гут'яр запропонував визначати за залежністю:

$$V_{кр} = K_c \sqrt{\frac{g}{\gamma E}}, \text{ м/с} \quad (5)$$

де: g – прискорення вільного падіння, м/с².

Результати визначення критичної швидкості наведені на рис. 4.

Аналіз цих результатів показує, що критична швидкість різання верхньої частини стебел після зими змінюється в діапазоні до 55 м/с. Найбільше стебел (більше 70%) може зрізатись при швидкості 10–30 м/с. Слід зазначити, що критична швидкість перерізаня стебел які перезимували у валках суттєво менша, порівняно з відповідними показниками отриманими безпосередньо після жнив.

Висновки. З енергетичної точки зору пожнивні залишки доцільно подрібнювати у весняний період. Це зменшить витрати енергії для подрібнення стебел, а також валки соломи сприятимуть затриманню снігу на полях.

Список використаних джерел

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. II. ч. 1. Машини для заготівлі кормів. – Х.: Око, 2003. – 360 с.
2. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные машины. Изд-во 3-е допол. и перераб. – М.: Колос, 1994. – 751 с.
3. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Баранівський, В.М. Булгаков та ін.; за ред.. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
4. Царенко О.М., Войтюк Д.Г., Швайко В.М. та ін. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник: за ред.. С.С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
5. Патент 49416 України, МПК А01В 76/00. Прилад для визначення пружних властивостей стебел сільськогосподарських культур / Бакум М.В., Манчинський Ю.О., Кириченко О.В., Шевченко М.І., опубл. 26.04.2010, Бюл. № 8. – 3 с.

Аннотация

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТЕБЛЕЙ ОВСА

Бакум Н., Кириченко А., Кириченко В., Вотченко А.

Приведены результаты исследования механико-технологических свойств стеблей овса как непосредственно после скашивания, так и после зимовки в валках на поле.

Abstract

RESULTS RESEARCH MECHANICAL-TECHNOLOGICAL PROPERTIES STEMS OAT

N. Bakum, A. Kyrychenko, V. Kyrychenko, A. Votchenko

The results of research of mechanical-technological properties of stems of oat are resulted both directly after mowing and after wintering in fellys on the field.

УДК 631.362

ЛАБОРАТОРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ВИБРАЦИОННОГО УДАРНО-ФРИКЦИОННОГО СЕПАРАТОРА С МАЛОГАБАРИТНЫМИ ДЕКАМИ

Шептур А.А., к.т.н., доц., Обыхвост А.В., инж.,
Михайлов А. Д., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Результаты лабораторных испытаний вибрационного ударно-фрикционного сепаратора с малогабаритными деками на доочистке и сортировании семенных смесей проса показали на возможность его использования для получения семян основной культуры с высокими посевными качествами.

Постановка проблемы. В настоящее время основными при разделении семенных смесей являются зерноочистительные машины с воздушно-решетно-триерными рабочими органами. Но далеко не все семенные смеси удается разделить на этих машинах с требуемым качеством семян. Повторные пропуски семян не решают проблему, так как при этом повышается травмированность семян основной культуры и значительно снижается производительность зерноочистительных машин. Использование специальных зерноочистительных машин для сепарации семян также не всегда приводит до получения семян основной культуры с высокими посевными качествами. Выход из этой ситуации предложен сотрудниками Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенко, где разработаны

вибрационные безрешетные сепараторы для сепарации трудноразделимых семенных смесей [1]. Движение семенной смеси по вибродекам вибрационных сепараторов зависит от целого комплекса физико-механических свойств: упругости, фрикционных свойств и формы семян, чем и объясняется высокое качество разделения. Однако качественное разделение наблюдается до тех пор, пока движение компонентов семенной смеси осуществляется монослоем и каждая частица, контактируя с декой, проявляет свои свойства самостоятельно. В связи с этим, увеличить подачу семенного материала и повысить производительность вибросепараторов до уровня воздушно-решетно-триерных зерноочистительных машин не представляется возможным. Поэтому поиск новых рабочих органов вибросепараторов с большей производительностью и исследование технологического процесса разделения семенных смесей на рабочих органах вибросепараторов имеет большое значение и является актуальной задачей.

Анализ последних исследований и публикаций. Одним из методов повышения производительности вибросепараторов основан на использовании “микротраекторий” движения семян по вибрирующей деке [2-4]. Суть его состоит в следующем. Перемещаясь “в среднем” по одной и той же траектории, частицы с разными физико-механическими свойствами имеют различные по величине случайные отклонения от нее с размахом от A_{\min} до A_{\max} (рис. 1 а). Рабочие органы (деки сепаратора) выполняют в виде малогабаритных трапеций, соизмеримых с указанными размахами, как указано на рисунке. Тогда семена с минимальными случайными отклонениями траектории попадут в торцевой приемник (рис. 1 б), а семена, имеющие бóльшие отклонения - в боковые приемники. Таких малогабаритных дек в одном и том же объеме можно разместить в несколько раз больше, чем дек традиционных размеров, что открывает перспективу повышения производительности сепарации семян.

Если сочетание свойств семян такое, что не позволяет получить достаточных различий в “микротраекториях”, то достичь этого различия можно искусственно, выполняя профили дек различной формы и подбирая для них приемлемые колебания. Технологические схемы таких сепараторов приведены на рис. 1 в, г. Отличительной особенностью применения деки в виде желоба (рис. 1 г) является возможность выполнения профиля в форме таутохроны [5]. В этом случае период движения частиц одной из фракций смеси (имеющих заданные параметры) не зависит от амплитуды их раскачивания по желобу, в результате чего возникает резонанс. Резонирующие частицы поднимаются выше по стенкам желоба и попадают в боковые приемники. Использование резонанса позволяет сэкономить энергию на привод колебаний без снижения качества разделения семенной смеси.

Фракции семян, отличающиеся между собой только упругостью, не могут быть разделены на деках в форме желоба, где основными признаками разделения являются состояние поверхности и форма семян. В этом случае рекомендуется применять малогабаритные деки, снабженные отражательной пластиной (рис. 1 в). Здесь имеют значение состояние поверхности и форма семян, но основным признаком является упругость семян.

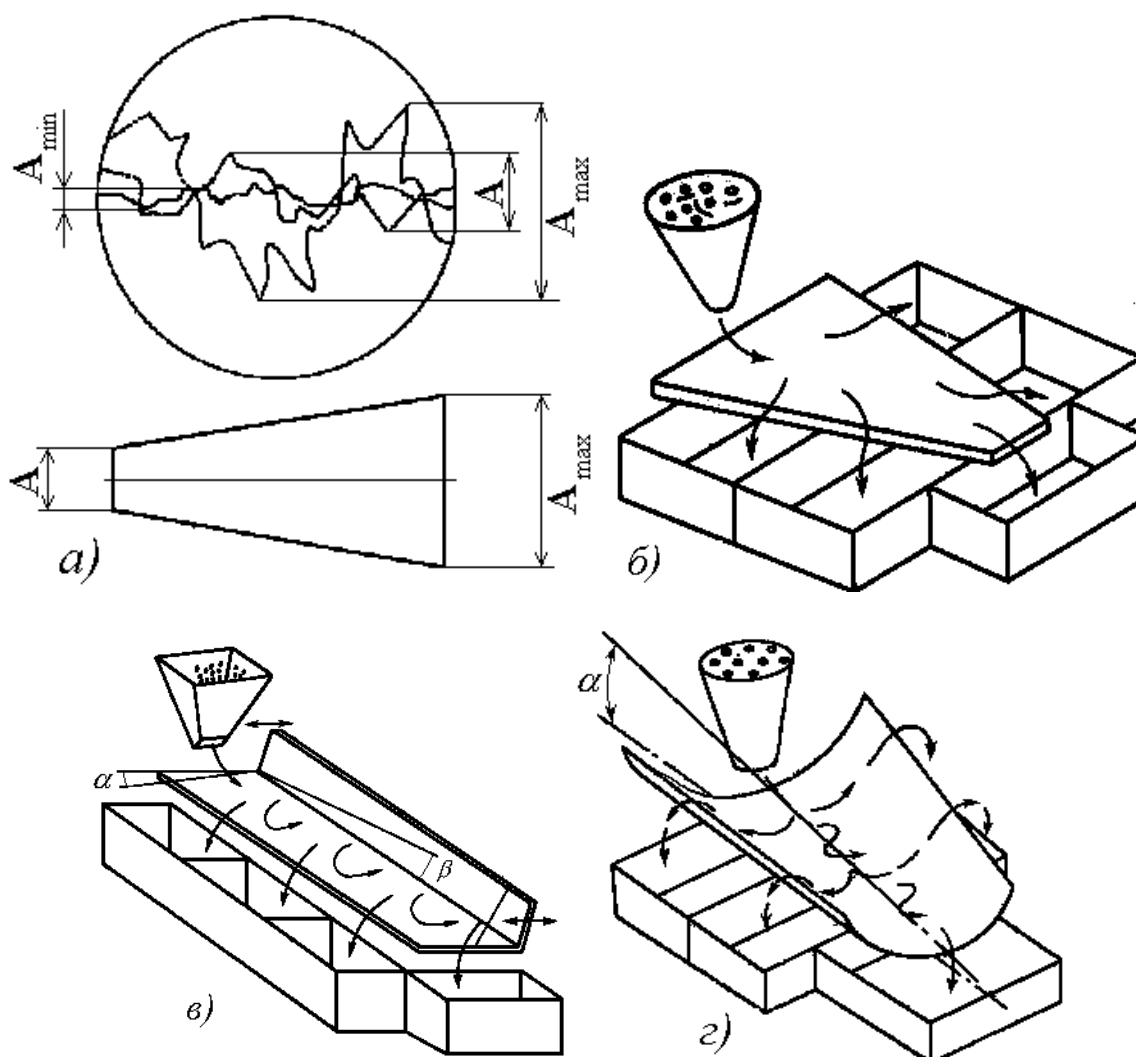


Рис. 1 – Технологические схемы разделения семенных смесей на малогабаритных деках

Несмотря на большое количество работ по вибрационному перемещению, режимы движения частиц по наклонной шероховатой вибрационной поверхности с регулярными соударениями (с отражательной пластиной) рассмотрены не в полном объеме.

Цель исследований. Исследовать возможность доочистки и сортирования семян проса на вибрационном ударно-фрикционном сепараторе с малогабаритными деками.

Результаты исследований. С целью исследования возможности доведения до высоких посевных кондиций семенной материал проса доочищался с одновременным сортированием на вибрационном ударно-фрикционном сепараторе (рис. 2).

Сепаратор состоит из вибрирующих наклонных неперфорированных фрикционных поверхностей 1, имеющих наклон в двух взаимоперпендикулярных направлениях. Поверхности 1 жестко закреплены на раме вибростола 2. Для изменения углов наклона рабочей поверхности 1 имеются механизмы регулировки продольного 3 и поперечного 9 углов наклонов. Рама продольного наклона шарнирно закреплена на вибростоле 2, который при помощи пружин сжатия 4 установлен на станине 7. На вибростоле

2 закреплен дебалансный вибратор 6, направленного действия. Вибратор 6 приводится в действие от электродвигателя переменного тока 10 через вариатор 11, клиноременную передачу, промежуточную опору 12 и упругую муфту 13.

Технологический процесс доочистки и сортирования семян осуществляется следующим образом. Семенной материал из питателей 8 подается на рабочие поверхности 1. Под действием направленных колебаний, создаваемых дебалансным вибратором 6, компоненты материалов перемещаются по различным траекториям. По траектории 15 перемещаются неполноценные семена основной культуры, семена сорняков и примеси и поступают в первую фракцию. Полноценные семена основной культуры перемещаются по траектории 16,17 и поступают во вторую и третью фракции.

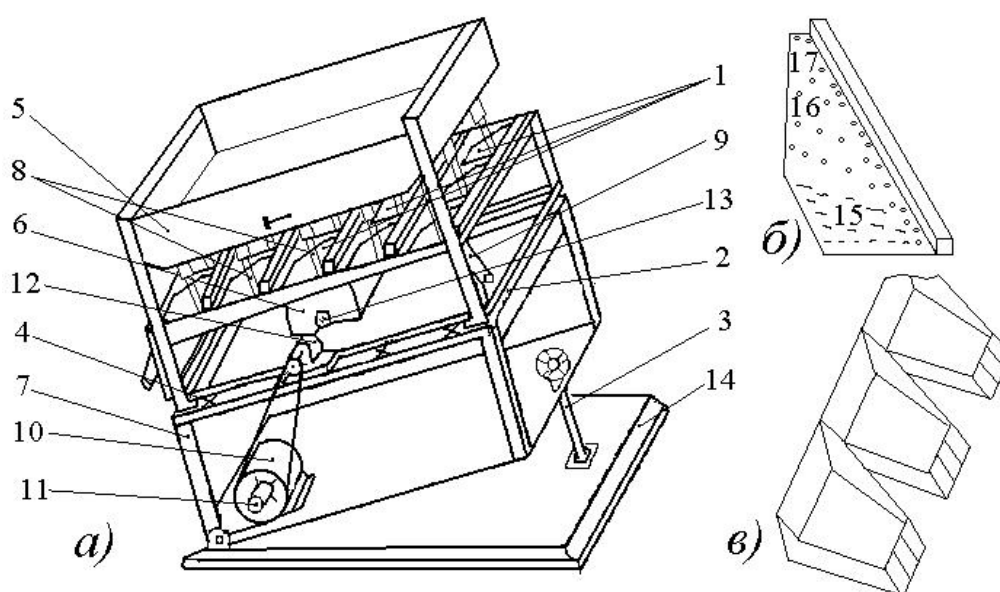


Рис. 2 – Конструктивная схема вибрационного ударно-фрикционного сепаратора (а), рабочий орган (б), приемники продуктов разделения (в):

1-неперфорированная рабочая поверхность; 2-вибростол; 3,9-механизмы регулировки продольного и поперечного углов наклона; 4-пружины упругой подвески; 5-загрузочный бункер; 6-вибратор; 7-станина; 8-питающее устройство; 10-электродвигатель; 11-клиноременной вариатор; 12-промежуточная опора; 13-упругая муфта; 14-опорная плита; 15-траектории движения семян

При проведении экспериментальных исследований установочно-кинематические параметры работы вибрационного ударно-фрикционного сепаратора были следующими: продольный угол наклона рабочей поверхности $\alpha = 13^{\circ}$; поперечный угол $\beta = 2^{\circ}$; частота колебаний $\omega = 109,0 \text{ рад/с.}$; амплитуда колебаний $A = 1,3 \text{ мм}$; угол направленности колебаний $\varepsilon = 31,0^{\circ}$. Рабочая поверхность сепаратора была изготовлена из фанеры технической.

Семенная смесь проса обрабатывалась за один пропуск и разделялась на три фракции. По каждой фракции и исходным семенам проводился анализ определения посевных качеств.

В качестве исходной смеси для исследований были взяты семена проса урожая 2013 года после очистки на воздушно-решетной зерноочистительной машине «Петкус-Гигант». Однако семенной материал не был доведен до кондиционного уровня.

Исходная семенная смесь проса имела следующие посевные показатели: содержание семян основной культуры 92,3%; семян сорняков 4,2%; половинок семян проса 1,7%; примесей 1,1%; почвы 0,7%, массу 1000 семян 7,3г.

В таблице 1 приведены результаты лабораторных опытов по доочистке и сортированию семян проса на вибрационном ударно-фрикционном сепараторе с малогабаритными деками. Из таблицы видно, что в первую фракцию поступили сильно засоренные семена, которые составили 4,7% от всей массы. Содержание семян основной культуры в этой фракции составило 16,1% , а масса 1000 штук семян значительно меньше, чем в исходной смеси (6,7г).

Таблица 1 – Результаты доочистки и сортирования семян проса на вибрационном ударно-фрикционном сепараторе с малогабаритными деками

Наименование показателей	Исходная смесь	Приемники (фракции) семян		
		I	II	III
Распределение семян по фракциям, %	100,0	4,7	66,2	29,1
Распределение семян по фракциям нарастающим итогом, %	100,0	4,7	70,9	100,0
Содержание семян основной культуры, %	92,3	16,1	99,8	99,4
Наличие семян сорняков, %	4,2	38,5	0,05	0,1
-половинки семян основной культуры, %	1,7	25,6	0,04	0,3
-примеси, %	1,1	17,5	0,06	0,1
-почва, %	0,7	2,3	0,05	0,1
Масса 1000 семян, г	7,3	6,7	8,1	7,9
Качество семян	Неконд.	Отход	Конд.	

Во вторую и третью фракции поступило, соответственно, 66,2% и 29,1% семян проса. Поступившие семена соответствовали требованиям стандарта [5]. Они более полноценные, чем семена исходной смеси: масса 1000 штук семян равнялась 8,1 и 7,9г. Содержание семян основной культуры в этих приемниках также достаточно высокое и равно, соответственно, 99,8% и 99,4%, при содержании семян основной культуры в исходной смеси 92,3%. После объединения семян, поступивших в последние два приемника, получено 95,3% семян с высокими посевными качествами.

Выводы. Использование вибрационного ударно-фрикционного сепаратора с малогабаритными деками при доочистке и сортировании семян проса позволило из некондиционного семенного материала получить более 95,0% високондиционных семян основной культуры.

Посев такими семенами позволяет значительно уменьшить их норму высева и увеличить урожай проса.

Список использованных источников

1. Заика П.М., Мазнев Г.Е. Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств.- М.: Колос, 1978.- 240с.
2. А.с. 1057126. Способ разделения зерновой смеси. / П.М. Заика, А.И. Завгородний, А.В. Богомолов. - Оpubл. в Б.И., 1983, №44.
3. А.с. 1516150. Способ разделения сыпучих материалов и устройство для его осуществления. / П.М. Заика, А.Г. Хливняк, А.И. Завгородний и др. - Оpubл. в Б.И., 1989, №39.
4. Зефіров В.М., Завгородній О.І., Сметанкін В.О. Вільні коливання частинки по поверхні деки сепаратора з таутохронним профілем // Науковий вісник національного аграрного університету.- Київ: Вид-во НАУ, 1998.-с.139-143.
5. ДСТУ 2240-93. Насіння сільськогосподарських культур. Технічні умови [Текст]. - К.: Держспоживстандарт України, 1994. - 73с.

Анотація

ЛАБОРАТОРНІ ВИПРОБУВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО УДАРНО-ФРИКЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА З МАЛОГАБАРИТНИМИ ДЕКАМИ

Шептур А., Обыхвост А., Михайлов А.

Результати лабораторних випробувань вібраційного ударно-фрикційного сепаратора з малогабаритними деками на доочищенні і сортуванні насіннєвих сумішей проса показало на можливість його використання для отримання насіння основної культури з високими посівними якостями.

Abstract

ALPHA TESTS OSCILLATION SHOCK FRICTION SEPARATOR WITH SMALL DEKAMI

A. Sheptur, A. Obykhvost, A. Mikhaylov

Results of alpha tests oscillation shock friction separator with small dekami on doochischenni and sorting of seminal mixtures of millet rotined on possibility his use for the receipt of seed of basic culture with high sowing qualities.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ РОТАЦІЙНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З ҐРУНТОМ

Бєловол С.А., аспірант

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Розроблена математична модель взаємодії ротаційного органу вдосконаленої конструкції з ґрунтом, для забезпечення оптимальної структури кореневмісного шару при обробі міжрядь просапних культур.

Постановка питання. Завданням міжрядної обробки є зміна структурних властивостей кореневмісного шару ґрунту до стану, що відповідає нормальним умовам розвитку культурних рослин. Механізована міжрядна обробка передбачає рихлення і перемішування ґрунту кореневмісного шару та вирівнювання обробленої поверхні поля. Рихлення змінює відстань між фракціями ґрунту, що підвищує водо- і повітропроникність, біологічну активність та накопичення поживних речовин доступних для рослин, яке відбувається внаслідок розкладання органічних речовин. Крім цього, рихлення забезпечує знищення ґрунтової кірки, яка затримує розвиток культурних рослин та посилює втрату вологи. Рихлення створює умови більш глибокого проникнення коренів культурних рослин у ґрунт, що забезпечує доступ до вологи, яка знаходиться у нижніх шарах [1].

Процес рихлення ґрунту зводиться до утворення ґрунтообробними робочими органами стружки із параметрами, що визначаються ґрунтово-кліматичними умовами та біологічними особливостями вирощуваних культур.

Використання ротаційних знарядь привідної дії дозволяє регулювати параметри утворюваної ґрунтової стружки в широких межах, що забезпечує якісний обробіток за різних умов його виконання. При цьому, застосування ротаційних органів з вертикальною віссю обертання забезпечує якісне видалення бур'янів, утворення мульчуючого шару на поверхні ґрунту без виносу його нижніх шарів, чим зберігається продуктивна волога у кореневмісному шарі. Для визначення та обґрунтування оптимальних параметрів ротаційного органу необхідно розробити математичну модель утворення ґрунтової стружки під його дією.

Аналіз останніх досліджень. Процес утворення ґрунтової стружки представляє собою відділення певного шару ґрунту від моноліту з наступним його подрібненням. Вивчення цього явища є однією із основоположних складових землеробської механіки. Питання деформації ґрунту під дією двогранного клина були досліджені акад. В.П. Горячкіним. Ці дослідження були розвинуті в працях Г.Н Синеокова та І.М. Панова. Відомі сучасні наукові пошуки проф. В.І. Вєтохіна по створенню системної моделі кришення пласта ґрунту. Крім того, були відомі результати досліджень П.Т. Бабія, де приведені

положення щодо визначення об'єму скиби ґрунту що відрізається під дією фрези з вертикальною віссю обертання. Проте, така модель не враховує ґрунтово-кліматичні умови, агротехнічні вимоги до міжрядного обробітку та включає емпіричні показники, що робить неможливим її використання у практичній діяльності при проектуванні нових ґрунтообробних знарядь [2, 3, 4, 5].

Таким чином, сьогодні існує ґрунтова теоретична база для вирішення прикладних задач при вдосконаленні ґрунтообробних знарядь, але невідома математична модель, яка б дозволяла враховувати умови та агротехнічні вимоги до міжрядного обробітку ротаційними органами з вертикальною віссю обертання.

Метою досліджень є розробка математичної моделі утворення ґрунтової стружки під дією ротаційного органу вдосконаленої конструкції шляхом вивчення процесу його взаємодії з робочим середовищем.

Результати досліджень. Переміщуючись у вертикальній площині кожен робочий елемент (зуб) ротаційного орану відділяє ґрунтову стружку з визначеними параметрами, які визначаються траєкторіями руху двох сусідніх робочих елементів (зубів), що розміщені по колу. Ступінь рихлення ґрунту визначається кількістю зубів та кінематичним режимом роботи ротаційного органу. При цьому, значення наведених конструктивно-технологічних параметрів обмежені через конструктивну недоцільність та підвищення енергоємності. Тому, вдосконалена конструкція передбачає застосування двох дисків (зовнішнього та внутрішнього із розміщеними по колу робочими елементами), що встановлені на одній вісі та обертаються у зустрічних напрямках [6]. Це дозволяє підвищити якість обробки без збільшення габаритів та енергомісткості машини.

Очевидно, що рух зубів ротаційного органу в процесі роботи відбувається з деяким ковзанням, яке залежить від його розміщення в робочій (оброблюваній) зоні. Відповідно до агротехнічних вимог – на межі захисної (необроблюваної) зони пошкодження культурних рослин повинне бути мінімальним. Це означає, що швидкість ковзання на межі робочої та захисної зони, що співпадає з направляючою циклоїдою, по якій рухаються зуби, повинна бути мінімальною. Швидкість ковзання на межі робочої та захисної зони визначається як:

$$V_{\kappa} = V_n + V_{\text{кол}}$$
$$\text{При } V_{\kappa} = 0 \quad |V_n| = |R\omega| \quad (1)$$

де V_n – поступальна швидкість ротаційного органу, м/с;

$V_{\text{кол}}$ – колова швидкість ротаційного органу, м/с.

Це співвідношення забезпечує мінімальну деформацію ґрунту в захисній зоні, і як наслідок, упередження пошкодження кореневої системи культурних рослин.

Таким чином, в подальшому будемо враховувати, що поступальна швидкість агрегату повинна бути рівною окружній швидкості обертання робочого органу (по модулю).

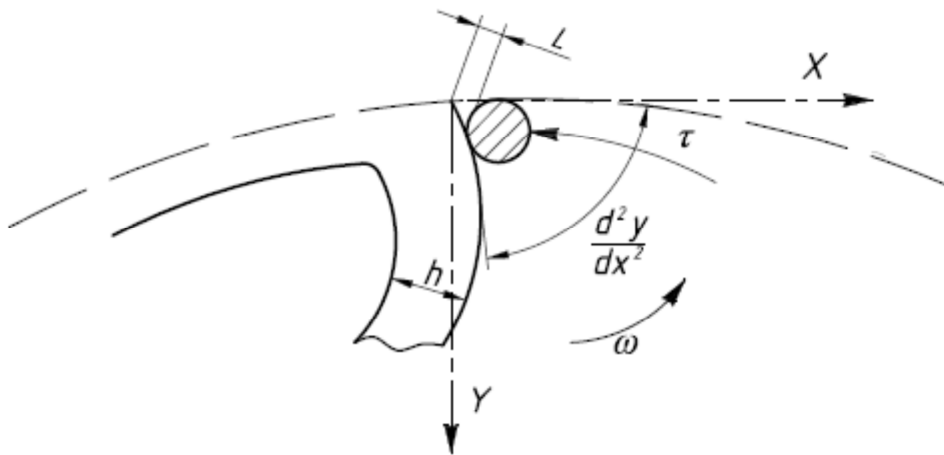


Рис. 1 – Схема утворення стружки ґрунту робочим елементом ротаційного органу

З урахуванням цієї обставини кінематична схема машини повинна виглядати таким чином (рис. 1), тобто враховувати рівняння (1).

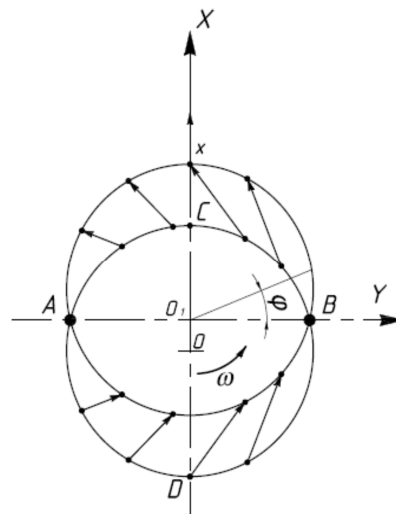


Рис. 2 – Голограф моторів швидкостей ротаційного органу

Вважаючи край захисної зони (направляючу циклоїди) нерухомою центроїдою, розглянемо розміщення векторів швидкостей різних точок диска робочого органу (моторів швидкостей), зображених в деякому масштабі по умові (1) на рис. 2. Видно, що всі швидкості направлені в бік руху. Виключення складає точка A де миттєва швидкість дорівнює нулю (рис. 2). Голограф моторів швидкостей також описує деяке коло, зміщене вперед на величину поступальної швидкості. Таким чином, моторі швидкостей нахилені до ліній руху під кутом $\varphi/2$ в бік обертання.

Ділянка ACB виконує руйнівну функцію, тобто відриває від необробленого ґрунту визначену частину шляхом фрезерування, утворюючи так звану стружку з наступною обробкою.

Розглянемо процес утворення стружки на прикладі роботи одного зуба (рис. 1). Будемо вважати, що зуб має круговий перетин. Під тиском дотичного зусилля перед зубом утворюється випереджуюча тріщина, яка забезпечить руйнування моноліту ґрунту. Будемо вважати ділянку ґрунту пружним тілом. Тоді, скористаємося положеннями теорії пружності [7]:

$$L = \frac{2\alpha E}{\pi(1-\sigma)p_0^2} \quad (2)$$

де L – довжина тріщини;
 E – модуль пружності;
 σ – коефіцієнт Пуассона;
 α – коефіцієнт поверхневого натягу;
 p_0 – розтягуючі напруження.

Розрахуємо коефіцієнт Пуассона [7]:

$$\sigma = \frac{1}{2} \cdot \frac{3k - 2\mu}{3k + 2\mu} \quad (3)$$

де k – модуль всебічного стискання;
 μ – модуль зсуву.

В нашому випадку $k = 108 \text{ МПа}$, $\mu = 12,2 \text{ МПа}$. Тоді, згідно із (3) отримаємо коефіцієнт Пуассона $\sigma = 0,45$. Із довідкової літератури відомо, що коефіцієнт поверхневого натягу α при вологості 10...13% складає $\alpha = 10,9 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, а розтягуючі напруження p_0 дорівнює $p_0 = 12 \text{ кПа} = 12 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$.

Після підстановки вихідних даних в (2) отримаємо: $L = 1,8 \text{ мм}$

Відмітимо, що випереджуюча тріщина сприяє руйнуванню суцільного масиву ґрунту.

Визначимо тепер товщину стружки, яка відривається від моноліту необробленого ґрунту, від якого відривається шар товщиною h , прикладений до нього зовнішній шар діє проти сил поверхневого натягу на поверхні відриву (рис. 1). При заданій зовнішній силі встановлюється рівноважна відриву і формою стружки, що відділяється під дією зуба. Виведемо формулу, яка пов'язує величину поверхневого натягу з формою стружки і її товщиною.

Вигинаючий момент, що діє по лінії відриву стружки визначається згідно рівняння:

$$M = \frac{Eh^3}{12(1-\sigma^2)} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (4)$$

Робота вигинаючої сили є малою величиною другого порядку. Умова рівноваги полягає в рівності цієї роботи зміні поверхневої енергії, тобто $2\alpha\delta x$, де α – коефіцієнт поверхневого натягу, а множник 2 враховує виникнення двох поверхонь при розриві. Таким чином, отримуємо:

$$\alpha = \frac{Eh^3}{24(1-\sigma^2)} \cdot \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) \quad (5)$$

звідки будемо мати:

$$h^3 = \frac{24(1-\sigma^2)}{E \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2} \quad (6)$$

Розрахуємо для (6) похідну $\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$. Відомо, відриваючий зуб здійснює рух по циклоїді, рівняння якої в параметричній формі має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} x &= r(\varphi - \sin \varphi); \\ y &= r(1 - \cos \varphi). \end{aligned} \quad (7)$$

де r – радіус утворюючого круга (в нашому випадку радіус зовнішнього диску);
 φ – кут повороту, який відраховується від направляючої в бік руху.

Розрахуємо відповідні похідні (по φ) та використаємо методи диференційної геометрії, тоді рівняння (6) прийме вигляд:

$$h^3 = \frac{24\alpha(1-\sigma^2)r^2(1-\cos\varphi)^4}{E} \quad (8)$$

З рівняння (8) видно, що товщина стружки змінюється від нуля ($\varphi = 0$) до $1,8\text{ см}$ ($\varphi = \frac{\pi}{2}$) і знову до нуля при $\varphi = \pi$ (по співвідношенню $(1 - \cos \varphi)^4$).

Побудуємо графоаналітичні залежності товщини стружки від кута повороту точки ротора на різних типах ґрунту.

З аналізу рисунку 3 видно, що товщина стружки буде найбільшою при

обробці глинистих ґрунтів що пояснюється високою зв'язністю їх агрегатів і відповідно найменшою на піщаних ґрунтах.

Таким чином, у лобовій частині робочого органу утворюється грудки ґрунту з максимальним діаметром до 1,8 см, якщо рахувати товщину стружки діаметром її частин, що розламуються. При подальшому закручуванню і перемішуванні внутрішнім диском робочого органу порушуються зв'язки кореневої системи бур'янів, і вони виносяться із товщини ґрунту вгору вздовж лінії ковзання (по гелікоїду).

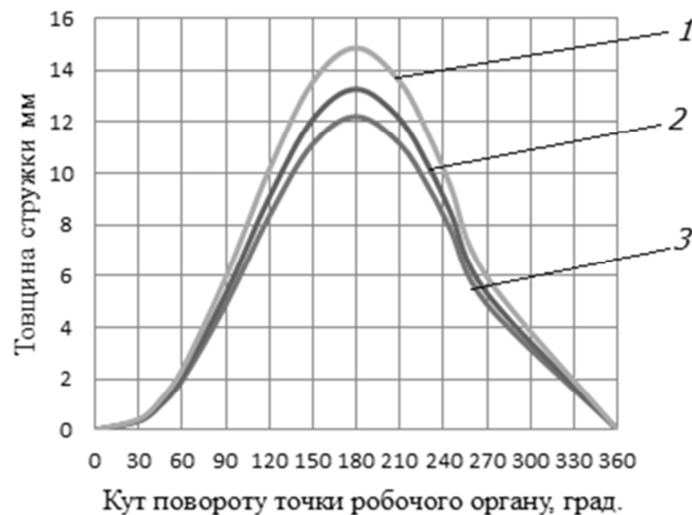


Рис. 3 – Залежність товщини стружки, що утворюється при роботі ротаційного органу від кута його повороту на різних типах ґрунту: 1 – глина; 2 – суглинок; 3 – пісок.

Стружка утворена при обертанні робочого органу в процесі обертання і поступального руху потрапляє в зону обертання внутрішнього диску. В результаті вона відривається від моноліту і закручується, внаслідок чого і відбувається її руйнування.

Розглянемо цей процес детальніше. Відомо, що при закручуванні блок ґрунту складається із пружного блоку і пластичного блоку. Пластична частина блоку руйнується легко, а пружна залишається достатньо цілою і складає основну частину грудочок фракційного складу ґрунту. Зробимо розрахунок розмірів цієї фракції.

Стружка до руйнування має наступні розміри: раніше визначену товщину h ; ширину $b = R_1 - R_2$ (різниця радіусів зовнішнього та внутрішнього дисків); довжину l , що дорівнює глибині занурення робочого елемента (зуба).

Розрахуємо кут закручування стружки. Як пластини розмірами: $h = 1,8\text{ см}$; $b = 6,3\text{ см}$; $l = 6\text{ см}$.

Розв'язок цієї задачі елементарними засобами неможливе, внаслідок того, що методи теорії пружності дозволяють отримати розв'язок у вигляді нескінченних рядів. Тому, скористаємося відомими емпіричними співвідношеннями.

Крутильна жорсткість пластини прямокутного перерізу [7]:

$$c = \alpha b h^3 \quad (9)$$

Тоді, питомий кут закручування θ (на одиницю довжини):

$$\theta = \frac{M}{c_1 G} \quad (10)$$

де: M – крутний момент;
 G – модуль зсуву.

Коефіцієнт α візьмемо із [7]. Після підстановки відповідних значень кут закручування при визначеній глибині обробці ґрунту: $\theta = 0,63 \text{ рад} = 36^\circ$. Тоді, отримаємо розмір пружного ядра (грудочки), який складає 4 мм ($d = 8 \text{ мм}$). Слід відмітити. Що це найбільш крупна фракція. Більш дрібні утворюються в частинах першої зони при $\varphi \approx 0$ та $\varphi \approx \pi$.

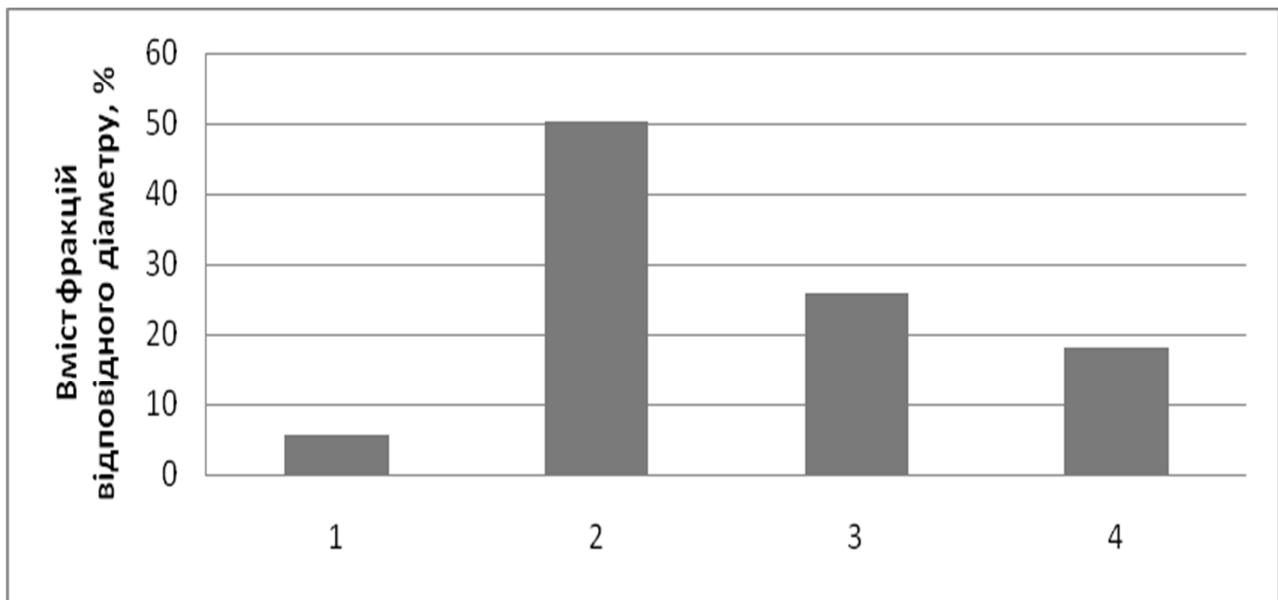


Рис. 4 – Результати аналізу фракційного складу ґрунту після обробки ротаційним органом:

1 – вміст фракцій діаметром до 1,0 мм; 2 – вміст фракцій діаметром 1,0...5,0 мм; вміст фракцій діаметром – 5,0...10 мм; 4 – вміст фракцій діаметром понад 10,0 мм.

Для перевірки правильності математичної моделі були проведені експериментальні дослідження в польових умовах, методика проведення яких була розроблена згідно положень СОУ 74.3-37-127:2004 «Машини і знаряддя для обробітку просапних культур. Методи випробувань» та СОУ 74.3-37-155:2004 «Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Методи випробувань». В розрізі досліджуваного питання був визначений фракційний склад ґрунту. Перед обробіткою міжрядь дослідною установкою з ротаційними органами вдосконаленої конструкції визначались умови випробувань згідно ГОСТ 20915 «Сільськогосподарська техніка. Методи визначення умов випробування», які були наступними: ґрунту і його назва за агрегатним складом – чорнозем глибокий середньосуглинистиймалогумусний; вологість ґрунту по шарах на

глибину обробки складала: 0...2 см – 18,0 %; 2...4 см – 18,1%; 4...6 см – 19,3%; 6...8 см – 19,7%; твердість ґрунту по глибині становила: 0...5 см – 0,76 МПа; 5...10 см – 1,51 МПа. Відбирались проби ґрунту у міжрядді на глибину обробки через 1,5 години з облікової ділянки площею 0,25м² у чотириразовій повторності. Відібрані проби просівались через набір решіт, які розташовують у порядку зменшення діаметру отворів. Вміст кожного решета зважувався, з похибкою ±20 г. Результати вимірів та розрахунків масової частки фракцій відповідного діаметру заносились у відомість, для візуалізації вони представлені на рис 4.

Таким чином, вміст найбільш цінної з точки зору агротехнічних вимог фракції діаметром від 1...10 мм склала 76,38%, що підтверджує результати теоретичних досліджень та задовольняє умовам якості обробітку.

Висновки. Згідно поставленої мети виконано наступне:

1. Розроблено математичну модель утворення ґрунтової стружки під дією ротаційного органу, що враховує умови та агротехнічні вимоги міжрядногообробітку.

2. Визначна залежність товщини стружки, що відділяється робочим елементом ротаційного органу від моноліту від кута повороту та типу ґрунту, що обробляється.

3. Теоретично розрахований максимальний діаметр фракцій ґрунту після відділення та подальшого подрібнення стружки ротаційним органом.

4. Проведена експериментальна перевірка адекватності математичної моделі.

Результати теоретичних експериментальних досліджень підтверджують ефективність застосування ротаційного органу вдосконаленої конструкції, яка забезпечує оптимальну структуру кореневмісного шару ґрунту.

Список використаних джерел

1. Кушнар'ов А.С. Механико-технологическоеобработкисочвы / А.С. Кушнар'ов, В.И. Кочев. – К. : Урожай, 1989. – 138 с.
2. Горячкин В.П. Собрание сочинений. Том первый / В.П. Горячкин. – М. : Колос, 1965. – 714 с.
3. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Синеоков Г.Н., Панов И.М. – М. : Машиностроение, 1977. – 328 с.
4. Ветохин В.И. Систематизация свойств и характеристик почвы как элемент теории проектирования рыхлителей [Электронный ресурс] / В.И.Ветохин // Новейшие технико-технологич. решения возделывания почвы и посева основных сельскохозяйств. культур: Матер. интернет-конф. в рамках V международ. форума ИНТЕРАГРО-2009. – Киев: УкрНИИПИТим. Л.Погорелого- Мин. агрополитики Украины. - 2009. – Режим доступа: <http://www.ndipvt.org.ua/konf2/2/16.htm>.
5. Бабій, П.Т. Визначення параметрів фрези з вертикальною віссю обертання / Республіканський міжвідомчий тематичний науково-технічний збірник. Механізація і електрифікація сільського господарства. Випуск 12

- «Механізація робіт у садівництві». К.: «Урожай», 1969, С 3– 11.
6. Ротаційний робочий орган культиватора [Текст] : пат. 97072 Україна, МПК⁶ А 01 В 35/16, А01В 39/08, А01В 39/18, А01В 21/06, А01В 33/06. / Пастухов В. І., Браженко С. А.; заявник і патентовласник Пастухов В. І., Браженко С. А. – № а201104043 ; заявл. 04.04.2011 ; опубл. 26.12.2011, бюл. №24.
7. Демидов, С.П. Теория упругости / С.П. Демидов. Учебник для вузов: Высшая школа, 1979. – 432 с.

Аннотация

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВАИМОДЕЙСТВИЯ РОТАЦИОННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА С ПОЧВОЙ

Беловол С.

Разработана математическая модель взаимодействия ротационного органа усовершенствованной конструкции с почвой, для обеспечения оптимальной структуры корнеобитаемого слоя при обработке междурядий пропашных культур.

Abstract

MATHEMATICAL MODEL OF THE ROTARY WORKING BODY WITH SOIL

S. Bielovol

The mathematical model of the formation of soil chip under the action of rotary working body improved design for optimum root layer structure for inter-row cultivation has been developed.

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПНЕВМОСЕПАРИРОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ В ПНЕВМОСЕПАРИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ

Тищенко Л.Н., д.т.н., проф., Харченко С.А., к.т.н., доц.,
Борщ Ю.П., инж., Абдуев М.М., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

В статье определен способ повышения эффективности процесса пневмосепарирования зерновых смесей, заложен подход к моделированию динамики псевдооживленной зерновой смеси по наклонной скатной плоскости с воздухопроницаемыми рифами-чешуйками

Постановка проблемы. Современные зерновые сепараторы являются комплексными машинами, которые разделяют зерновую смесь (ЗС) по комплексу физико-механических свойств. Большинство зерновых сепараторов имеют пневмосепарирующие каналы, которые предназначены для очистки зерновых смесей в воздушном потоке от легких примесей. Изношенность техники, повышения засоренности и объемов производства зерна приводит к снижению пропускной способности, требует повышения эффективности процесса пневмосепарации зерновых материалов. Последующее увеличение производительности сепараторов приводит к снижению качества очистки зерновых смесей и повторности пропусков, что в свою очередь ведет к повышению эксплуатационных расходов.

Цель работы: повышение эффективности процесса пневмосепарирования зерновых смесей путем применения расслаивающего воздухопроницаемого устройства.

Основной материал. Объектом исследования принят комплексный барабанный сепаратор КБС (рис.1) [1] производства ОАО «Карловский машиностроительный завод» г. Карловка Карловского району Полтавской области. Сепаратор предназначен для предварительной очистки зерна и состоит из пневмосепарирующего устройства с аспирационной системой и решетного блока. Пневмосепарирующий канал сепаратора является типичным для большинства зерновых сепараторов, потому что имеет вертикальный прямоугольный канал. Полученные результаты по аналогии можно использовать для любых зерновых сепараторов с вертикальными пневмосепарирующими каналами.

ЗС подается к пневмосепарирующему каналу 3 (рис.1), где за счет аэродинамических свойств происходит разделение зерновой смеси: зерно направляется к барабану 1 или патрубку 7. Частицы легких примесей осаждаются в камере 5, а чистый воздух выходит через вентилятор к пылеуловителям. ЗС, попадая в барабан 1, разделяется по размерам на решетках 2 и направляется к соответствующим приемникам 8.

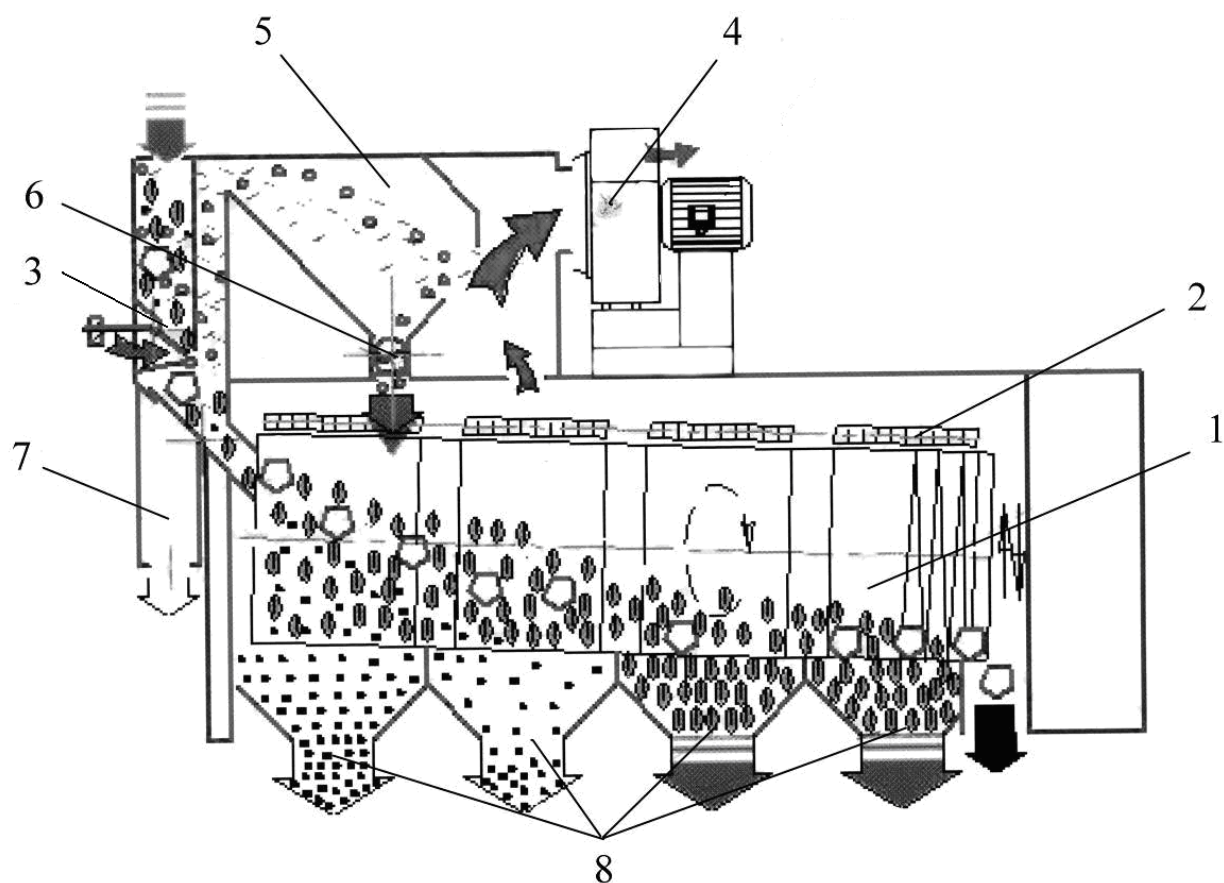


Рис. 1 – Общий вид и схема технологического процесса комплексного барабанного сепаратора КБС

1 – барабан; 2 – решетка; 3 – пневмосепарирующий канал; 4 – вентилятор; 5 – пылеосадочная камера; 6 – разгрузочное устройство легких примесей; 7 – отводной патрубок; 8 – приемники продуктов разделения

ЗС, попав в накопительный бункер пневмосепарирующего устройства, движется слоем к каналу. Последующее увеличение толщины слоя ведет к тому, что легкие примеси которые находятся в нижних подслоях не имеют возможности выделиться из ЗС (рис.2, а). Частицы легких примесей попадают с зерном в решетный блок, что ведет к потере качества сепарирования. Это требует уменьшение загрузки пневмосепарирующего канала, и, как следствие, потерю производительности сепаратора в целом.

Проведенным анализом известных исследований и конструкций установлено, что канальные пневмосепарирующие устройства с вибро - воздухопроницаемыми расслаивателями являются наиболее эффективными.

Для повышения эффективности процесса очистки ЗС предлагается использовать перспективный способ, который заключается в предварительной подготовке ЗС путем использования расслаивающего воздухопроницаемого устройства (рис.2, б). Для этого в аспирационной камере серийного сепаратора (например, КБС), а именно в пневмосепарирующем устройстве, установлена скатная поверхность 6 и воздухопроницаемую поверхность 7.

Накопительная камера имеет скатные поверхности 6, 7, которые

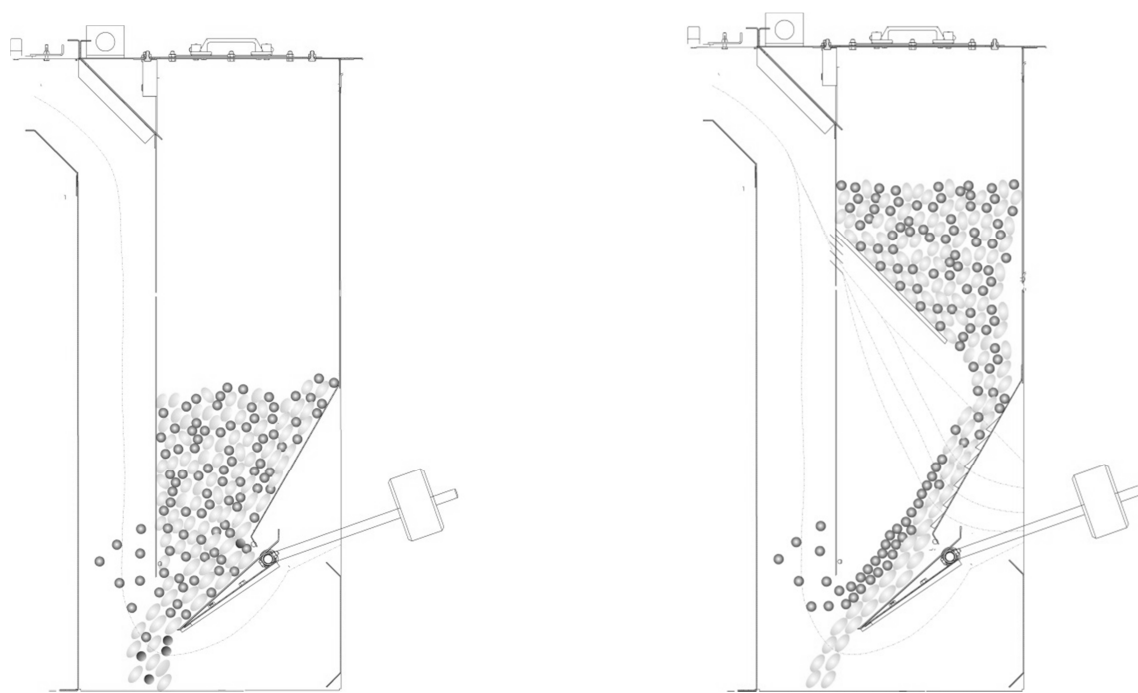
расположены с наклоном. Поверхность 6 предназначена для направления ЗС на поверхность 7. Поверхность 7 формирует высоту слоя зерновой смеси, которая поступает в вертикальный пневмосепарующий канал. Для осуществления перераспределения частиц в слое ЗС поверхность 7 выполнена воздухопроницаемой. При прохождении воздушного потока через ЗС, которая двигается по поверхности 7, частицы легких примесей перераспределяются в верхние подслоя. Таким образом, в пневмосепарирующий канал поступает двухслойная ЗС, в которой сверху находятся легкие примеси. При разделении в пневмосепарирующем канале легкие примеси выносятся из ЗС и осаждаются в пылеуловителе.

Для улучшения перераспределения легких примесей в слое ЗС на воздухопроницаемой поверхности установлены рифли-чешуйки 8. Это позволяет увеличить количество пор в ЗС, которые способствуют перераспределению частиц легких примесей в слое.

В качестве поверхности принята чешуйчатая поверхность, которая серийно изготавливается на решетных заводах [2].

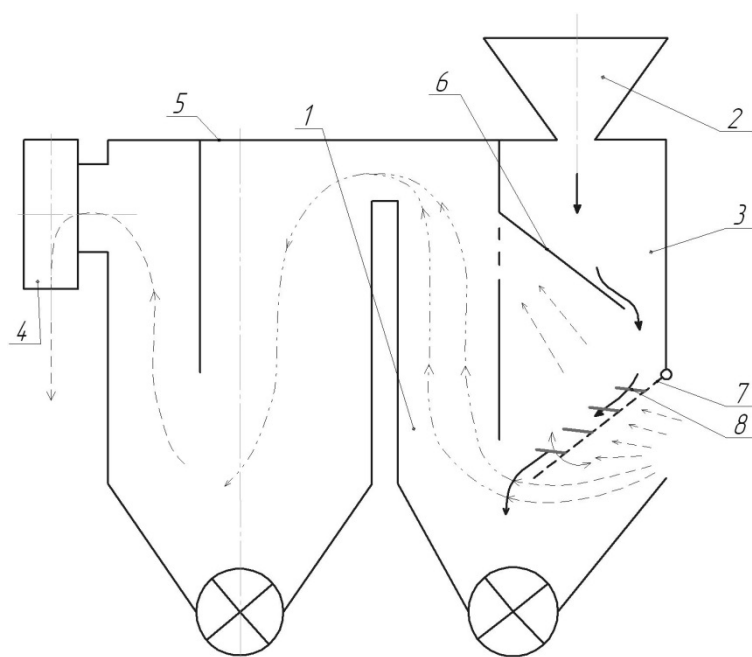
Предложенная конструкция пневмосепаратора за счет предварительной подготовки зерновой смеси на скатной воздухопроницаемой поверхности увеличивает производительность и качество процесса сепарации.

Следующим этапом есть разработка математического аппарата, который позволит смоделировать движение частиц ЗС на новом пневмосепарирующем устройстве. Движения сыпучих сред, к которым относится рассматриваемая ЗС, можно условно разделить на два идеализированных режима. В первом (квазистатическом) режиме частицы движутся, находясь в непрерывном, скользящем контакте друг с другом и внутренние напряжения в среде возникают вследствие действия сухого кулоновского трения. Это приводит к независящему от скорости деформации пластическому поведению среды. Во втором режиме частицы движутся хаотично и внутренние напряжения в среде возникают вследствие переноса импульса (между частицами всегда есть те или иные зазоры и их взаимодействие обусловлено неупругими соударениями) аналогично тому, как это происходит в жидкости или газе [3]. Такой механизм возникновения напряжений приводит к их существенной зависимости от скорости сдвига. В частности, он наблюдается в режимах псевдооживления [4, 5] и движении достаточно тонких слоев сыпучих материалов со свободной поверхностью по рабочим органам смесительного и другого оборудования. Именно этот режим реализуется при рассматриваемом движении псевдооживленной воздушным потоком ЗС. Удобными и достаточно точными оказываются гидродинамические модели [6], основанные на аналогии движения вязкой жидкости и сыпучей среды [7, 8].



а)

б)



в)

Рис. 2 – Пневмосепарирующее устройство

а) – серийное; б) – разработанное с расслаивающим устройством; в) – технологическая схема разработанного пневмосепарирующего устройства: 1 – пневмосепарирующий канал; 2 – загрузочный бункер; 3 – накопительная камера; 4 – вентилятор; 5 – пылесадочная камера; 6 – скатная поверхность; 7- воздухопроницаемая поверхность; 8 – рифли-чешуйки

В этом случае для описания движения можно использовать уравнения динамики сплошных сред в напряжениях [9]:

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial u_x}{\partial t} = \rho F_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial y} \\ \rho \frac{\partial u_y}{\partial t} = \rho F_y + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} \end{cases}, \quad (1)$$

совместно с уравнением неразрывности, которое для несжимаемой среды запишется в виде:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0, \quad (2)$$

где: ρ - плотность;
 \bar{u} - скорость;
 \bar{F} - вектор внешних объемных сил;
 σ_{ij} - компоненты тензора напряжений.

Уравнения динамики (1) справедливы при любом произвольном соотношении между тензором напряжений и тензором скоростей деформации, а определение связи между тензорами позволяет замкнуть систему дифференциальных уравнений.

Связь между компонентами тензора напряжений σ_{ij} и тензора скоростей

$e_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ деформаций определяется формулой [9]:

$$\sigma_{ij} = \begin{cases} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), i \neq j \\ -p + 2\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i}, i = j \end{cases}, \quad (3)$$

где: p - внутреннее (избыточное) давление;
 μ - динамическая вязкость среды.

Как известно, для Ньютоновой жидкости вязкие напряжения линейно зависят от градиента скорости сдвига (градиента скорости). Однако исследования показали, что коэффициент вязкости движущейся ЗС меняется по толщине слоя. Он увеличивается по мере перемещения от свободной

поверхности слоя, где скорость движения максимальна, в глубину [10, 11]. В частности, в [12] рассмотрен случай степенной зависимости коэффициента вязкости от поперечной координаты, хорошо согласующийся с экспериментальными данными.

Таким образом, псевдооживленная потоком воздуха ЗС относится к неньютоновым жидкостям, т.е. жидкостям, при течении которых вязкость зависит от градиента скорости [13, 14]. Для описания течений таких сред можно использовать эмпирически установленную степенную зависимость напряжения от скорости сдвига. Существуют различные модификации этого степенного закона [15], позволяющие расширить ее рамки, например, известная модель Кросса.

За последние годы были выдвинуты многочисленные концепции для описания течений дисперсных сред [16-20 и др.]. В частности, используют модель Бингама [21], Кэссона [22], Балкли–Гершеля [23].

Достаточно универсальной, обобщающей основные реологические модели нелинейных вязкопластических сред, является обобщенная модель, в которой связь тензоров вязких напряжений и скоростей деформаций определяется формулой [14, 24, 25]:

$$\sigma_{ij} = 2 \left[\frac{\tau^{\frac{1}{k}}}{J^{\frac{1}{m}}} + \mu^{\frac{1}{m}} \right]^k J^{\frac{k}{m}-1} e_{ij}, \quad (4)$$

где: σ_{ij}, e_{ij} - тензор вязких напряжений и скоростей деформаций соответственно;

μ - сдвиговая вязкость;

τ – предел текучести;

k, m – реологические параметры;

J – интенсивность скоростей деформаций, которая в декартовой системе координат имеет вид:

$$J = \left[2 \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (5)$$

При $\tau_0 = 0$, $m = k$ получаем модель Ньютона, при $\tau_0 = 0$ – степенную модель, при $m = k = 1$ – Бингама, при $k = 1$ – Балкли–Гершеля, при $m = k = 2$ – Кэссона [15].

В [26] показано, что континуальные теории предполагают наличие части тензора напряжений, не зависящей от скорости сдвига, которая является

определенной функцией концентрации частиц, в то время как тензор напряжений, полученный в соответствии с микроструктурной теорией, содержит только часть, зависящую от скорости. Поэтому при высокой концентрации частиц в потоке и относительно низких скоростях сдвига тензор вязких напряжений мало зависит от скорости сдвига, а при более низких концентрациях и высоких скоростях сдвига превалирует «вязкостная» составляющая.

Имеющиеся экспериментальные данные [27] показали, что при низких скоростях сдвига поток сыпучих материалов, к которым относится и псевдооживленная ЗС, ведет себя как обычная ньютоновская жидкость. При более высоких скоростях напряжения сдвига пропорциональны квадрату скорости сдвига. Это объясняется одновременным, пропорциональным возрастанием величины ударных импульсов и их числа в единицу времени с увеличением скорости сдвига. При этом частицы помимо поступательной скорости движения в направлении сдвига приобретают распределенную в пространстве компоненту скорости хаотических перемещений (скорости флуктуации), модуль которой имеет тот же порядок, что и модуль относительной скорости поступательного перемещения частиц [28-30]. Т.е. имеет место реологический закон [28-32]:

$$\mu \approx \mu_0 + \mu_\infty \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right|, \quad (6)$$

где первое слагаемое учитывает вязкую (Ньютоновскую) часть тензора напряжения, а второе – отклонение от него.

При постановке граничных условий при движении сыпучих сред нужно обеспечить равенство нулю на свободной поверхности касательных напряжений:

$$\sigma_\tau = 0, \quad (7)$$

и равенство нулю внутреннего избыточного давления:

$$p = 0. \quad (8)$$

На твердой поверхности необходимо учесть эффект «скольжения» [31,33]:

$$u_x = \beta \frac{\partial u_x}{\partial y}, \quad (9)$$

где: β - коэффициент, который зависит от свойств сыпучей среды и поверхности скольжения (при $\beta = 0$ выполняется классическое условие прилипания).

Выводы. В результате исследований предложен способ повышения эффективности пневмосепарирования, который заключается в предварительном расслоении зерновых смесей при помощи воздушной чешуйчатой поверхности.

Проведенным анализом теоретических исследований установлено, что при построении модели динамики зерновой смеси в разработанном пневмосепарирующем устройстве рационально использовать гидродинамические аналогии с движением несжимаемой неньютоновой жидкости, описываемой уравнениями движения (1), уравнением неразрывности (2), реологическим законом (6), условиями (7), (8) на свободной поверхности и условием (9) на скатной поверхности.

Список использованных источников

1. <http://kmzindustries.ua/catalog/read/syeparatory-kbs>.
2. http://www.frunze.ua/catalog/resheto/Chesh_list.html.
3. Hutter K., Rajagopal K.R. On flows of granular materials // Continuum Mech. Thermodyn., 1994. - V.6. - P. 81 – 139.
4. Ейтс Дж. Основы механики псевдооживления с приложениями / Ейтс Дж. - М.: Мир, 1986. - 184 с.
5. Протодьяконов И.О. Гидродинамика псевдооживленного слоя / Протодьяконов И.О., Чесноков Ю.Г. - Л.: Химия, 1982. - 264 с.
6. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна / Л.Н. Тищенко – Харьков: Основа, 2004. – 224 с.
7. Захаров Н.М. Об аналогии вибрируемого слоя с вязкой жидкостью / Н.М. Захаров // Доклады МИИСП. - М., 1966. – Т. 3, Вып. 1. – С.201-210.
8. Урьев Н.Б. Исследование реологических свойств высокодисперсных порошков в процессе вибраций / Н.Б. Урьев, Н.В. Михайлов, П.А. Ребиндер // Доклады АН СССР, 1969. – Т.184, №2. – С. 387 – 390.
9. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский – М.: Наука, 1973. – 847 с.
10. Тищенко Л.Н. Исследование закономерностей вибровязкости зерновых смесей при сепарировании цилиндрическими виброцентробежными решётами / Л.Н. Тищенко, М.В. Пивень, С.А. Харченко, В.В. Бредихин // Вісник ХНТУСГ: Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробн виробництв.– Харків: ХНТУСГ, 2009. – Вип. 88. – С. 34-44.
11. Тищенко Л.Н. Моделирование процессов зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, Д.И. Мазоренко, С.А. Харченко и др. – Харків: Міськдрук, 2010. – 360 с.
12. Тищенко Л. Н. Виброрешетная сепарация зерновых смесей / Л.Н. Тищенко, В. П. Ольшанский, С. В. Ольшанский. - Харків: Міськдрук, 2011. – 280 с.
13. Уилкинсон У.Л. Неньютоновские жидкости. пер. с англ. / У.Л. Уилкинсон. - М., 1964.
14. Астарита Дж. Основы гидромеханики неньютоновских жидкостей, пер. с англ. / Астарита Дж., Марруччи Дж. - М., 1978. – 312 с.

15. Матвеевко В.Н. Вязкость и структура дисперсных систем / В.Н. Матвеевко, Е.А.Кирсанов // Вестник МГУ, сер.2, Химия. -Т.52, №4. - 2011. – С.243-275.
16. Урьев Н.Б., Потанин А.А. Текучесть суспензий и порошков. - М., 1992.
17. Krieger I.M. Rheology of polymer colloids. In Polymer colloids / ed. R. Buscall, T. Corner, J. Stageman / - L. N.Y., 1985. - Ch. 6. - 219 p.
18. Tadros Th. F. Introduction // Solid. Liquid dispersions / Ed. By Th. F. Tadros. - L., 1987.- P.1.
19. Goodwin J. W. The rheology of colloidal dispersions // Solid. Liquid dispersions / Ed. by Th. F. Tadros. - L., 1987. - 199 p.
20. Goodwin J.W. Some Uses of Rheology // Coll. Sci. in Coll. Dispers / Ed. By J.W. Goodwin. The Royal Soc. of Chem., 1982. – N. 43.- P.165.
21. Bingham E.C. Fluidity and plasticity. N.Y., 1922.
22. Casson N. A // Rheol. of disperse systems / Ed. C.C. Mill. - L., 1959.-P.84.
23. Hershell W.H. Konsistenzmessungen von Gummi-Benzollosungen / W.H. Hershell, R. Bulkey // Kolloid Zeitschrift, 1926. -№39. - S. 291.
24. Рейнер М. Реология. Пер. с англ. - М.: Наука, 1965. - 224 с.
25. Tanner R. I. Engineering Rheology. - rendon Press, Oxford, rev. edition, 1988.
26. Savage S.B. Granular Flows down rough Inclines – Review and Extension. In J.I. Jenkins and M. Satake (Editors) // Mechanics of granular Materials, Elsevier Science Publishers. - Amsterdam, 1983. - P. 261 – 282.
27. Ragnold R.A. Experiments on a gravity free dispersion of large solid spheres in a Newtonian fluid under shera//Proc.Roy.Soc.-London, 1954.-V.A225.P.49-63.
28. Механика гранулированных сред. Теория быстрых движений. пер. с англ. - М.: Мир, 1985.
29. Savage S. The stress tensor in a granular flow at high shear rates / S.Savage, D.Jeffrey // J. Fluid Mech, 1981. - V. 110. - P. 255–272.
30. Долгунин В.Н. Быстрые гравитационные течения зернистых материалов: техника измерения, закономерности, технологическое применение / В.Н. Долгунин, В.Я. Борщев. - М.: “Изд-во Машиностроение-1”, 2005. - 73с.
31. Шваб А.В. Модель движения высококонцентрированной гранулированной среды / А.В. Шваб, М.С. Марценко // Вестник Томского Гос.Ун-та, 2011.- № 3(15). - С.108-116.
32. Ree T., Eyring H. // Appl. Phys., 1955. - №26. - P. 793.
33. Гудмен М. Две задачи о гравитационном течении гранулированных материалов / М. Гудмен, С. Коун // Механика гранулированных сред: Теория быстрых движений: Сб. ст.:Пер с англ.-М.: Мир, 1985. - С. 65 – 85.

Анотація

СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПНЕВМОСЕПАРУВАННЯ ЗЕРНОВИХ СУМІШЕЙ В ПНЕВМОСЕПАРУЮЧИХ ПРИСТРОЯХ

Тіщенко Л., Харченко С., Борщ Ю., Абдуєв М.

У статті визначений спосіб підвищення ефективності процесу пневмосепарування зернових сумішей, закладений підхід до моделювання

динаміки псевдозрідженої зернової суміші по похилій скатній площині з повітропроникними рифами-лусочками.

Abstract

METHOD FOR INCREASING EFFICIENCY PNEUMOSEPARATION GRAIN MIXES IN PNEUMOSEPARATING DEVICES

L.Tishchenko, S. Kharchenko, Y. Borsch, M. Abduev

The article defined a method for increasing the efficiency of pneumoseparation grain mixes laid approach to modeling the dynamics of fluidized grain mixture on a sloping skate plane with ventile reefs-scales.

УДК 631.559.2

ВИЗНАЧЕННЯ ДОДАТКОВОГО ПРИБУТКУ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА

**Мельник В.І., д.т.н., проф., Циганенко М.О., к.т.н., доц.,
Анікєєв О.І., к.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

В статті приведені методичні підходи до розрахунку додаткового прибутку при використанні одного з елементів системи точного землеробства – паралельного водіння агрегатів на прикладі господарства Харківської області.

Постановка проблеми. Подальший розвиток сільського господарства в цілому і рослинництва як його провідної галузі знаходиться в прямій залежності від рівня матеріально-технічного забезпечення галузі. Важливим кроком в розвитку механізованих технологій стала розробка технічного забезпечення систем координатного та "точного землеробства", що дозволяє вести моніторинг стану ґрунту та культурних рослин на визначених ділянках поля, відповідним чином дозувати добрива та засоби захисту рослин для досягнення високої ефективності їх дії при мінімально необхідних витратах. Одним з елементів системи точного землеробства (СТЗ) є паралельне водіння агрегатів на базі GPS навігації, що є економічно вигідною технологією для сучасного рослинництва. Технологія реалізується за допомогою спеціальних GPS-систем паралельного водіння (випускаються під марками Outback, Raven, Trimble, GreenStar, TeeJet, Leica) [1]. Сьогоднішній сільськогосподарський виробник має обрати оптимальне технічне рішення для своїх завдань.

Аналіз останніх досліджень. Нові технології та технічні рішення наразі з'являються так часто, що споживачі не встигають освоїти попередні, як на ринку пропонують уже нові. Наприклад в системах паралельного водіння тепер застосовуються інерційні датчики, ультразвукові локатори, системи

комп'ютерного бачення, супутникові системи позиціонування і так далі. Всі ці досягнення техніки робляться з однією простою метою - забезпечити проходження машинотракторного агрегату по полю таким чином, щоб кожний прохід відбувався точно по краю попереднього без пропусків і перекриттів. Виходячи з цього, можна сформулювати основний постулат: бажаєте отримати економію - їдьте прямо [2]!

Формулювання цілей статті (постановка завдання). У даному матеріалі зроблена спроба зробити короткий розрахунок з огляду на впровадження одного з елементів системи точного землеробства – паралельного руху сільськогосподарських агрегатів з використанням GPS навігації. Враховуючи принципи дії таких систем, зазначимо, що основний модельний ряд пропонованого устаткування різних виробників має свої переваги і недоліки. Відомо, що паралельне водіння забезпечує оптимальний рух агрегатів, економію палива, засоби захисту рослин (ЗЗР), добрива і інші матеріали, які витрачаються при польових роботах [3,4].

Основна частина. Впроваджувати СТЗ в повному об'ємі надзвичайно важко, але використовувати деякі її елементи можна і потрібно. Вартість базового набору GPS-систем для впровадження елементів точного землеробства складає 2500 – 4500 EUR [5], в нього входить дисплей з діагоналлю 4,5” і антена. Ця система передбачає функцію підрахунку обробленої площі або площі по контуру поля [6, 7]

При виконанні технологічних операцій, незалежно від рівня майстерності тракториста, огріхи неминучі. З метою їх виправлення приймається рішення робити наступний прохід із незначним перекриттям попереднього. Там, де перекриваються ряди, витрачається удвічі більше технологічного матеріалу, а там, де пропущено, ростимуть бур'яни із своїми наслідками.

Результат такого стилю роботи можна показати на простому прикладі. Для розрахунку візьмемо ідеальне поле площею 100 га у формі квадрата із стороною 1 км і засіватимемо його пшеницею, використовуючи сучасну широкозахватну сівалку шириною 18 м.

Знаючи норми висіву пшениці і внесення добрив, а також їх закупівельну ціну, можна легко порахувати, скільки ми переплачуємо за огріхи водіння. Невеликі на перший погляд цифри перевитрат на кожній загінці призводять в масштабах господарства до помітних сум, підтверджуючих рекламну фразу: "Системи паралельного водіння окупаються за один-два сезони".

Не приводячи загальні формули, надаємо в таблиці 1 результати розрахунків при різних величинах перекриття сусідніх рядів.

В результаті вийшла дуже проста залежність: кожні 20 сантиметрів перекриття сусідніх рядів - це приблизно 5 грн збитків на кожен гектар оброблюваної площі тільки на одній операції - сівбі.

У господарстві 3221 га оброблюваної землі, і при проведенні сівби скорочують ширину перекриття сусідніх рядів з 40 см (цілком реальна цифра!) до 5 см (що дозволяють зробити практично всі системи супутникової навігації). В результаті маємо 8,75 грн на 1 га; тоді загальна сума заощаджень складе 28183,75 гривень.

Таблиця 1 – Результати розрахунків при різних величинах перекриття сусідніх рядів

Ширина перекриття, м	Реальна ширина захвату, м	Площа перекриття на одному гоні, га	К-ть гонів	Загальна площа перекриття на полі, га	Перевитрата на насіння і добрива, грн/га*
0,2	17,8	0,02	56	1,1	4,9
0,4	17,6	0,04	57	2,3	9,8
0,6	17,4	0,06	57	3,4	15,1
0,8	17,2	0,08	58	4,7	20,35
1,0	17,0	0,1	59	5,9	25,7

*Для розрахунків прийняті наступні дані: норма висіву пшениці – 250 кг/га, ціна насінневого зерна пшениці – 1250 грн/т, норма внесення добрив – 100 кг/га, ціна добрив – 3500 грн/т (ціна на матеріали не стабільна).

Значення критеріїв визначаються за наступними формулами:

- продуктивність технічного засобу вираховується за формулою:

$$W_{Г.ЗМ} = W_0 \cdot \tau_{ЗМ}, \quad (1)$$

де: W_0 – продуктивність за годину основного часу, га/год;

$\tau_{ЗМ}$ – коефіцієнт використання часу зміни, $\tau_{ЗМ} = 0,68$ (орієнтовно для сівби);

- витрати палива на один гектар при номінальному завантаженні двигуна технічного засобу, кг/га:

$$g_{га} = \frac{10^{-3} N_{ен} \cdot g_{ен}}{W_{Г.ЗМ}}, \quad (2)$$

де: $N_{ен}$ – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт [8];

$g_{ен}$ – питомі витрати палива двигуна, г/кВт·год [8];

- вартість паливно-мастильних матеріалів, грн./год.:

$$B_{п} = (1,1 \dots 1,15) C_{п} \cdot g_{га} \cdot \gamma_{п} \cdot W_{Г.ЗМ}, \quad (3)$$

де: $C_{п}$ – ціна палива, грн./л ($C_{п} = 10$);

$\gamma_{п}$ – питомий об'єм палива, л/кг (для дизельного - $\gamma_{п} = 1,2$).

За даною нескладною методикою виконуємо розрахунок економії палива при використанні системи паралельного водіння агрегатів.

Результати економії палива з використанням системи паралельного водіння агрегатів при виробництві зернових культур в умовах господарства наведена в таблиці 2.

Розрахунок економії коштів від зекономленого палива проводиться за наступною формулою (при ціні 10 грн./л)

$$E = R \cdot S, \quad (4)$$

де: E – економія палива, грн.;
 R - економія палива річна, л;
 S – ціна палива, грн./л.

Таблиця 2 – Розрахунок економії палива

Показники	Лушення стерні Т-150К + ЛДГ-10	Сівба Т-150 + ЗСЗ-3,6	Внесення добрив МТЗ-80 + РУ-1600	Захист рослин МТЗ-82 + ОПШ-200
Норма витрат палива л/га	11	10,8	0,7	1
Річний виробіток 1-го агрегату, га	1700	1700	1700	1700
Зменшення оброблюваної площі за рахунок меншого перекриття	60	60	95	95
Річна економія, л	660	648	67	95
Економія палива, грн. (при ціні 10 грн./л)	6600	6480	670	950
Всього	14700 грн			

Ми памятаємо, що впрводження СТЗ – це обов’язково диференційне внесення мінеральних добрив, економія матеріалу (мінеральних добрив) та прибавка врожаю.

Прибавка врожайності досягається за рахунок більш оптимального використання ґрунту: підвищення доз мінеральних добрив в місцях, що мають менший потенціал врожайності та зниження доз в місцях з більшим потенціалом. Виходячи з досвіду господарств Європи, прибавка врожайності складає від 10 до 20 % в залежності від ґрунтово- кліматичних умов. Важливим фактором є різновид ґрунту в межах однієї ділянки.

Нижче приведена калькуляція прибавки врожайності культур в умовах господарства в таблиці 3. Площа посівів – 3221 га, прибавка врожаю – 10 %, середня врожайність зернових – 44 ц/га; ціна на продукцію взята із [9].

Додатковий прибуток розраховуємо по формулі

$$D_n = F \cdot C \cdot D_v, \quad (4)$$

де: D_i - додатковий прибуток, грн.;

F - структура в сівозміні, га.

C - ціна, грн;

D_g - додаткова врожайність, т/га.

Отримані результати представлені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Розрахунок додаткового прибутку обумовленого прибавкою врожайності культур в умовах господарства

Культура	Структура в сівозміні, га.	Ціна грн/т.	Додаткова врожайність, т/га.	Додатковий прибуток, грн.
озима пшениця	473,3	1778,9	0,2	168390,7
ячмінь	370,8	1600	0,125	74160
жито	146,9	1460	0,1	21447,4
кукуруза на зерно	451	900	0,15	60885
кукуруза на силос	557	600	0,2	66840
соняшник	517	4000	0,15	310200
горох	63	1100	0,15	10395
гречка	33	1800	0,1	5940
трави	610	800	0,1	48800
Всього	3221			712908,1

Економія мінеральних добрив досягається за рахунок їх більш оптимального використання: добрива вносяться в точних дозах на кожній локальній ділянці поля, виключається подвійне внесення на перекриттях.

Виходячи з досвіду господарств, економія добрив складає від 5 до 20 %. Важливим фактором є різновид складу ґрунту в межах однієї ділянки [10]. Нижче приведена калькуляція добрив в умовах господарства.

Площа – 3221 га.

Економія добрив: азотних – 2%; калійних, фосфорних – 5%.

Таблиця 4 – Розрахунок економії мінеральних добрив в умовах господарства

Культура	Середня доза, т/га	Ціна грн/т.	Економія, т.	Додатковий прибуток, грн.
Азотні	0,160	3500	2,57	8995
Калійні	0,0935	3700	1,5	5550
Фосфорні	0,080	3860	2,91	11232,6
Всього				25777,6

Висновки: Передові господарства, що мають у своєму розпорядженні обладнання для використання СТЗ, вже не уявляють, як працювали без нього. Завдяки використанню СТЗ відсутні *роботи по попередній розмітці поля; не потрібні додаткові витратні матеріали для маркіровки рядів; максимально використовується ширина агрегату, зводяться до мінімуму перекриття сусідніх рядів; виключаються пропуски між сусідніми проходами агрегату; збільшується коефіцієнт завантаження техніки (можливість роботи вночі); підвищується комфортність роботи, знижується стомлюваність водія.* При всіх цих позитивних пунктах господарство отримує ще й додатковий прибуток

коштів. Виконавши нескладні розрахунки, бачимо, що самий простий елемент - обладнання для паралельного руху агрегату – дає додатковий прибуток 14700грн., а загальний додатковий прибуток складе 753358,7грн. Зрозуміло, що цифри мають орієнтовну величину. Важливо те, що вона позитивна.

Список використаних джерел

1. http://agkultura.ru/products/precision_farming
2. Кочина, Н. Выбор навигатора для точного земледелия / Н. Кочина // Агроном : наук.-вироб. журн. - 2013. - № 3. - С. 168-170
3. Жалнин, Э. В. Точное земледелие - концепция успеха / Э. В. Жалнин // Сел. механизатор : науч.-попул. произв. журн. - 2010. - N 12. - С. 10-11.
4. http://gps12.ru/products/system_parallel
5. <http://agriculture.by>
6. <http://www.zerno-ua.com>
7. http://www.gps.com.ua/article_info.php
8. Довідник з машиновикористання в землеробстві / за ред. В.І.Пастухова. – Харків : „Веста” – 2001, 347 с.
9. <http://agroconf.org/content/cini-na-realizovanu-sg-produkciyu>
10. <http://www.agriland.ua/index.php/ru/mediagallery>

Аннотация

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ПРИБЫЛИ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ

Мельник В., Цыганенко М., Аникеев А.

В статье приведенные методические подходы из расчета дополнительной прибыли при использовании одного из элементов системы точного земледелия это параллельное вождение агрегатов на примере конкретного хозяйства Харьковской области.

Abstract

DETERMINATION OF ADDITIONAL INCOME FOR ACCOUNT OF THE USE OF ELEMENTS OF SYSTEM OF EXACT AGRICULTURE

V.Melnik, M.Tsyganenko, A.Anikeev

In the article the resulted methodical approaches from the calculation of additional income at the use of one of elements of the system of exact agriculture it the parallel driving of aggregates on the example of concrete economy of the Kharkov area.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФРОНТА ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ, НАХОДЯЩИХСЯ В СТВОРЕ ВАЛКОВАТЕЛЯ В ПРОЦЕССЕ ФОРМИРОВАНИЯ ВАЛКА

Мельник В.И., д.т.н., проф., Романашенко А.А., доц.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

На основе теорий пластичности и предельного равновесия сплошных неупругих сред решается задача построения свободной поверхности органических удобрений, которые скапливаются впереди валкователя в процессе формирования валка.

Актуальность. С одной стороны применение органических удобрений является мощнейшим фактором получения высоких и стабильных урожаев и, что важнее, восстановления природного плодородия почвы, а с другой — при некачественном внесении и, соответственно, не полной заделке, могут стать источником загрязнения окружающей среды. Кроме того, передозировки органики могут сказаться и на качестве сельхозпродукции. Из этого следует, что совершенствование технологий внесения органических удобрений является важной хозяйственной задачей.

Состояние вопроса. Органические удобрения следует распределять равномерно и заделывать немедленно. Чем лучше распределены удобрения, тем легче их заделать в почву. Наилучшие показатели равномерности, особенно если нормы внесения превышают 60 т на гектар, имеют валкообразователи-разбрасыватели [1]. Их технологический процесс предполагает формирование валка из куч удобрений и последующее разбрасывание. Чем равномернее валок, тем выше показатели качества разбрасывания. Математическое моделирование процессов, которые возникают в объеме удобрений, захваченных валкообразователем, это главный инструмент для обоснования параметров конструкции валкователя, обеспечивающего высокую равномерность плотности валка.

Целью настоящих исследований является математическое моделирование одного из элементов процесса формирования валка органических удобрений, а именно, описание фронта удобрений, находящихся в створе валкователя.

Постановка задачи. Условимся, что органические удобрения удовлетворяют модели пластической среды [2-7, 9], которая характеризуется пластической постоянной (коэффициентом пластичности) k и удельным весом γ .

В таком случае объемное напряженное состояние среды описывается представленным в декартовой системы координат $Oxyz$ ортогональным тензором напряжений σ_{ij} , ($i, j = x, y, z$), где парные индексы xx , yy и zz обозначают нормальные напряжения действующие вдоль оси абсцисс, ординат

и аппликат. $\sigma_{xy} = \sigma_{yx}$, $\sigma_{xz} = \sigma_{zx}$ и $\sigma_{zy} = \sigma_{yz}$ — касательные компоненты тензора напряжений σ_{ij} , действующие на взаимно перпендикулярных площадках.

Условимся считать положительными сжимающие напряжения и главные нормальные напряжения σ_i , ($i \in \{1, 2, 3\}$), ранжировать в порядке возрастания индексов, когда $\sigma_1 \leq \sigma_2 \leq \sigma_3$ [8-10].

В случае плоской задачи, которая решается в двумерной декартовой системе координат Oxy касательные напряжения $\sigma_{xz} = \sigma_{zx}$ и $\sigma_{zy} = \sigma_{yz}$ равны нулю, а нормальные напряжения σ_{zz} не учитывают. Мы предполагаем именно плоскую задачу. Ориентацию системы координат Oxy зададим углом α между направлением действия весовых сил и положительным направлением оси ординат. В нашем случае $\alpha = 0$, а, значит, ось Oy ориентирована вертикально вниз, а ось Ox — слева направо.

Воспользовавшись законом подобия [10], изучая общие закономерности (качественную сторону вопроса) все задачи решаем в безразмерных единицах.

С учетом принятого, система дифференциальных уравнений плоского пластического состояния среды (в работе [8] — система уравнений предельного равновесия) выглядит так [5, 7, 8]:

$$\begin{cases} \frac{\partial s}{\partial x} - 2k \left(\sin 2\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} - \cos 2\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) = \gamma \sin \alpha, \\ \frac{\partial s}{\partial y} + 2k \left(\cos 2\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} + \sin 2\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) = \gamma \cos \alpha, \end{cases} \quad (1)$$

где: $s = \frac{1}{2}(\sigma_3 + \sigma_1)$ — полусумма наибольшего σ_3 и наименьшего σ_1 главных нормальных напряжений; φ — угол между линией действия σ_3 и осью абсцисс Ox .

С учетом принятого условия пластичности Сен-Венана $\max\{\sigma_{xy}\} = k$ [8], компоненты тензора напряжений σ_{xx} , σ_{yy} и σ_{xy} определяются так:

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

Для системы (1) известно характеристическое решение. Опираясь на него любую практическую задачу можно свести к известным краевым задачам Коши, Римана, Гурса или к смешанным задачам, представляющим произвольную комбинацию первых трех [8]. Обычно такие задачи решаются методом конечных разностей или конечных элементов. Проблему составляют граничные условия, которые в большинстве случаев получить крайне сложно. В конечном итоге именно они определяют адекватность получаемых таким образом решений. Природа этой проблемы состоит в том, что в большинстве случаев до решения задачи положение и форма характеристик не известны.

Обойти упомянутую проблему можно, воспользовавшись соотношениями, полученными для системы (1) в работе [8]. Подобно соотношениям на характеристиках они выполняются вдоль линий параллельных осям декартовой системы координат и называются соотношениями на декартовых координатах. Их принципиальное отличие последних состоит, в том, что они выполняются вдоль прямых, положение и, разумеется, форма которых известна заранее.

Применительно к нашей задаче, когда $\alpha = 0$, упомянутые соотношения принимают следующий вид.

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:

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

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

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

Соотношения на ординате:

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

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

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

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 ((3) — (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 $\tilde{C}_x, C_x^*, C_x^+$.

Теперь об условии решаемой задачи. На рис. 1А изображен агрегат для внесения органических удобрений путем формирования валка из куч и последующего разбрасывания валка. Он состоит из трактора 1, валкователя 2 авторской конструкции [1] и барабанного разбрасывателя 3 [12]. На рис. 1В изображена схема валкователя, основу которого составляют левый 4 и правый 5 формирующие щиты, между которыми располагается окно для прохода валка, сформированного из предварительно отделенного от кучи массива $L^u UR^u R^d L^d$ органических удобрений 6.

На рис. 1В ориентация оси ординат противоположна направлению движения валкователя. Окно для прохода валка $L^d R^d$ симметрично относительно оси симметрии трактора, в то время как формирующие валок щиты $L^u L^d$ и $R^u R^d$ асимметричны. Последнее связано с необходимостью отделения части кучи от общего массива и дальнейшего формирования валка из отделенной части. Далее речь идет о процессе формировании валка и предполагается, что необходимый объем органических удобрений уже $L^u UR^u R^d L^d$ попал в валкообразователь, но, все же, сбоку, т.е. асимметрично. Верхнюю границу удобрений, в общем случае выпуклую кривую, аппроксимирует ломаная линия $L^u UR^u$. В дальнейшем нам надлежит восстановить $L^u UR^u$ теоретическим путем.

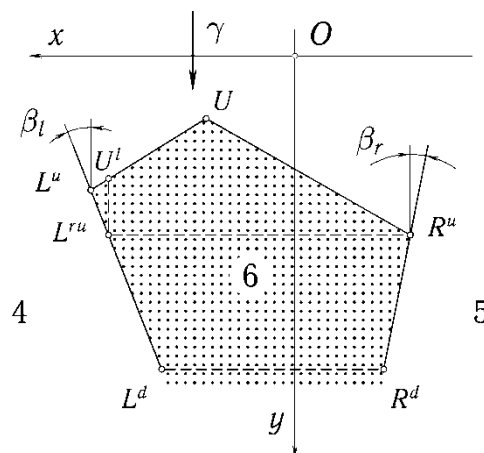
В реальности вся объемная конструкция валкователя располагается горизонтально. Но, чтобы в дальнейшем свести задачу к плоской постановке, условимся мысленно представлять, что вся эта конструкция располагается вертикально, а органические удобрения как бы засыпаны сверху внутрь валкователя. На рис. 1 ориентацию исследуемой системы задает вектор весовых сил γ , который по направлению совпадает с ориентацией оси ординат.

Принятое представление позволяет заменить силы трения, которые возникают между массивом удобрений и почвой, и по своему значению пропорциональны толщине слоя удобрений, на силы веса. Такая возможность обусловлена тем, что и силы трения в реальном случае увеличиваются по мере перехода от линии $L^u R^u$ к линии $L^d R^d$, и внутренне давление среды обусловленное ее весом γ изменяется по тому же закону, если мыслить, что

объем $L^u R^u L^d R^d$ ориентирован вертикально. И силы трения о почву в реальности, и силы веса среды в модельном представлении одинаково способствуют продвижению среды между щитами валкователя в направлении оси Oy . В конечном итоге получаем возможность применить уже описанные выше двумерные математические модели.



А



В

Рис.1 — Агрегат для внесения органических удобрений путем формирования валка из куч и его последующего разбрасывания: А) общий вид агрегата, состоящего из трактора 1, валкователя 2 и разбрасывателя 3; В) схема валкователя, где: 4, 5 — формирующие щиты; 6 — органические удобрения; 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 ; $L^d R^d$ — уровень нижнего обреза направляющих щитов; $L^ru R^u$ — горизонтальная линия, исходящая из точки R^u ; $L^u U R^u$ — верхний (передний) уровень пластической среды, проходящей между формирующими щитами; $L^ru U^l$ — вертикаль, исходящая из точки L^ru

Решение задачи. Для формирования граничных условий обратимся к рис. 2, где ограничивающие щиты (две заштрихованные прямоугольные трапеции, которые соответствуют позициям 4 и 5 на рис. 1), для удобства изображены отодвинутыми от массива среды $L^u U R^u R^d L^d$. В образовавшихся зазорах показаны векторы касательных напряжений $\sigma_{i\tau}$ и реактивные по своей сути напряжения σ_{iv} . Ориентация и тех и других понятна исходя из физической сути решаемой задачи. Кроме того на рисунке показаны элементарные прямоугольные треугольники с катетами dx и dy . Знаки и направления действия напряжений проанализируем в процессе формирования граничных условий. В общем случае углы θ_l и θ_r не являются постоянными. Считаем, что ось ординат Oy проходит через вершину U , положение которой до решения задачи не определено, а, значит, координаты точек L^u , U , R^u , R^d и L^d изначально неизвестны.

В отношении верхней свободной границы L^uUR^u можно однозначно утверждать, что на ней касательные напряжения отсутствуют и, следовательно, она полностью состоит из главных площадок, а значит:

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

Кроме этого, пользуясь определением φ , как угла между линией действия большего из главных нормальных напряжений σ_3 и осью Ox системы координат, а также тем обстоятельством, что линия L^uUR^u полностью лежит на главных площадках, записываем:

$$\theta_l = \varphi|_{L^uU}, \quad \theta_r = \varphi|_{UR^u}. \quad (14)$$

Такой же вывод можно получить и пользуясь определением φ , как угла между линией действия большего из главных нормальных напряжений σ_{yx} и осью Ox системы координат, а также тем обстоятельством, что линия L^uUR^u полностью лежит на главных площадках.

Дополнительные ограничения, действующие на левой L^uL^d и правой R^uR^d границах сформулируем, прибегнув к анализу действующих на них условий внешнего трения (рис. 2). Определим предельные значения величин удельного трения τ_l и τ_r , действующих на левой и правой границах области пластичности:

$$\tau_i = f_i \sigma_{iv}, \quad i \in \{l, r\}. \quad (15)$$

где: f_i и σ_{iv} — коэффициенты внешнего трения и нормальные напряжения действующие на левой L^uL^d ($i=l$) и правой R^uR^d ($i=r$) границах области $L^uUR^uR^dL^d$ (на левом и правом щитах валкователя).

Поскольку трение τ_i уравнивается касательными напряжениями $\sigma_{i\tau}$, ($i \in \{l, r\}$), действующими вдоль границ L^uL^d и R^uR^d , то это значит, что τ_i не всегда реализуется полностью, а значит справедливо неравенство

$$|\sigma_{i\tau}| \leq \tau_i = f_i \sigma_{iv}, \quad i \in \{l, r\}, \quad (16)$$

где знак модуль в левой части $|\sigma_{i\tau}|$ обусловлен тем, что касательные напряжения $\sigma_{i\tau}$ могут быть, как положительными так и отрицательными, в то время как, внешнее трение возможно только в случае сжимающих (положительных) нормальных напряжений, когда $\sigma_{iv} > 0$, а, значит, и удельное трение всегда положительное и $\tau_i > 0$.

Для того, что бы граничные условия (16) можно было использовать в дальнейшем необходимо касательную $\sigma_{i\tau}$ и нормальную σ_{iv} компоненты полного напряжения σ_i действующего вдоль границ $L^u L^d$ ($i=l$) и $R^u R^d$ ($i=r$) выразить через компоненты тензора напряжений σ_{xx} , σ_{yy} и σ_{xy} (2).

С целью вычисления напряжений σ_{iv} и $\sigma_{i\tau}$, ($i \in \{l, r\}$) используем элементарные прямоугольные треугольники, располагающиеся вдоль границ $L^u L^d$ и $R^u R^d$. На рис. 2 они выделены затемнением. Длина их катетов равна dx и dy . Ориентация нормальных составляющих напряжений σ_{xx} и σ_{yy} , опять таки понятна исходя из физической сути задачи. А для того, что бы определиться с тем, как ориентированы касательные напряжения σ_{xy} , следует задействовать правило парности [8, 9, 13]. Строго говоря, оно формулируется применительно к поверхностям, пересекающимся под прямым углом, но, тем не менее, в случае плоского напряженного состояния справедливо следующее: *чем ближе к прямому величина угла треугольника, ограничивающего элементарный объем среды, тем справедливее положения упомянутого правила*. Опираясь на это замечание можно утверждать, что у вершины среднего по величине угла треугольника векторы σ_{xy} должны ориентироваться навстречу векторам $\sigma_{i\tau}$, а у вершины прямого угла векторы σ_{xy} должны быть попарно равны по модулю и направлены в противоположные стороны.

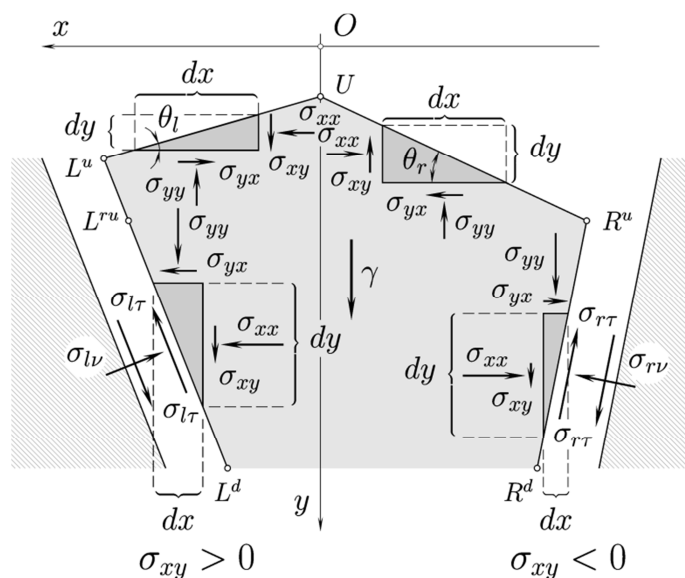


Рис. 2 — Иллюстрация граничных условий, действующих вдоль боковых линий контакта $L^u L^d$ и $R^u R^d$ среды с ограничивающими поверхностями

В отношении знаков касательных напряжений, воспользовавшись правилом из работы [8], можно сказать, что вблизи левой границы $L^u L^d$ $\sigma_{xy} > 0$, а вблизи правой $R^u R^d$ $\sigma_{xy} < 0$. Таким образом, при переходе слева направо

через область $L^uUR^uR^dL^d$ касательные напряжения σ_{xy} изменяют свой знак «+» на «-». Это согласуется с интервалами $\varphi \in]\varphi_{x_0} - \frac{1}{2}\pi, \varphi_{x_0} + \frac{1}{2}\pi[$, $\varphi_{x_0} = \pm \frac{1}{2}\pi$, (5) и выражением для σ_{xy} (2).

В дальнейшем, используя известный опыт, по обоснованию возможных интервалов значений угла φ [8], примем, что в условии (5) $\varphi_{x_0} = \frac{1}{2}\pi$, а, значит,

$$\varphi \in]0, \pi[. \quad (17)$$

Для вычисления σ_{iv} запишем векторные уравнения силового баланса, состоящие из составляющих напряжений и весовых сил $\frac{1}{2}\bar{\gamma}dxdy$, действующих на элементарные треугольники в направлении нормали к их гипотенузам

$$\frac{dx}{\sin \beta_i} \overleftarrow{\sigma}_{iv} = \overleftarrow{\sigma}_{yy} dx + \overleftarrow{\sigma}_{xx} dy + \overleftarrow{\sigma}_{xy} dx + \overleftarrow{\sigma}_{xy} dy + \frac{1}{2} \overleftarrow{\gamma} dxdy, \quad i \in \{l, r\}, \quad (18)$$

где дифференциалы dx , dy связаны соотношением $dx:dy = \operatorname{tg} \beta_i = \operatorname{const}$ и являются бесконечно малыми величинами одного порядка. В случае предельного перехода, когда $(dx, dy) \rightarrow 0$, произведение $dx \cdot dy$ дает бесконечно малую величину более высокого порядка, чем сами множители dx и dy . Таким образом, применив предельную теорему [8] и определения σ_{xx} , σ_{yy} и σ_{xy} (2) переписываем выражения (18) в скалярном виде:

$$\begin{aligned} \frac{dx}{\sin \beta_i} \sigma_{iv} &= \sigma_{yy} dx \sin \beta_i + \sigma_{xx} dy \cos \beta_i + \zeta (\sigma_{xy} dx \cos \beta_i + \sigma_{xy} dy \sin \beta_i); \\ \zeta &= \begin{cases} +1, & \text{при } i = l, \varphi \in]0, \frac{1}{2}\pi[; \\ -1, & \text{при } i = r, \varphi \in]\frac{1}{2}\pi, \pi[. \end{cases} \end{aligned} \quad (19)$$

После преобразования они дают:

$$\sigma_{iv} = s_i + k \cos 2(\varphi - \zeta \beta_i); \quad \zeta = \begin{cases} +1, & \text{при } i = l, \varphi \in]0, \frac{1}{2}\pi[; \\ -1, & \text{при } i = r, \varphi \in]\frac{1}{2}\pi, \pi[. \end{cases} \quad (20)$$

Для вычисления σ_{ir} поступим аналогично выкладкам ((18) — (20)) и запишем векторные уравнения силового баланса, состоящие из составляющих напряжений и весовых сил $\frac{1}{2}\bar{\gamma}dxdy$, действующих на элементарные треугольники в направлении их гипотенуз

$$\frac{dx}{\sin \beta_i} \overleftarrow{\sigma}_{i\tau} = \overleftarrow{\sigma}_{yy} dx + \overleftarrow{\sigma}_{xx} dy + \overleftarrow{\sigma}_{xy} dx + \overleftarrow{\sigma}_{xy} dy + \frac{1}{2} \overleftarrow{\gamma} dx dy, \quad i \in \{l, r\}. \quad (21)$$

или в скалярном виде, с учетом определений $\overleftarrow{\sigma}_{xx}$, $\overleftarrow{\sigma}_{yy}$ и $\overleftarrow{\sigma}_{xy}$ (2) и предельной теоремы [8]

$$\frac{dx}{\sin \beta_i} \overleftarrow{\sigma}_{i\tau} = \overleftarrow{\sigma}_{yy} dx \cos \beta_i - \overleftarrow{\sigma}_{xx} dy \sin \beta_i - \zeta (\overleftarrow{\sigma}_{xy} dx \sin \beta_i - \overleftarrow{\sigma}_{xy} dy \cos \beta_i), \quad (22)$$

где: i, ζ — соответствует (19).

После преобразования они дают:

$$\overleftarrow{\sigma}_{i\tau} = k \sin 2(\varphi - \zeta \beta_i); \quad \zeta = \begin{cases} +1, & \text{при } i = l, \varphi \in]0, \frac{1}{2} \pi[; \\ -1, & \text{при } i = r, \varphi \in]\frac{1}{2} \pi, \pi[. \end{cases} \quad (23)$$

Далее подставляем значения $\overleftarrow{\sigma}_{i\nu}$ (20) и $\overleftarrow{\sigma}_{i\tau}$ (23) в условие (16). После введения замены $s = s_i$, где s_i значения величины s вдоль i -той границы ($i \in \{l, r\}$), получаем искомую форму граничных условий (условий трения), которые действуют вдоль отрезков прямых $L^u L^d$ ($i = l$) и $R^u R^d$ ($i = r$):

$$\frac{k |\sin 2(\varphi - \zeta \beta_i)|}{s_i + k \cos 2(\varphi - \zeta \beta_i)} \leq f_i; \quad \zeta = \begin{cases} +1, & \text{при } i = l, \varphi \in]0, \frac{1}{2} \pi[; \\ -1, & \text{при } i = r, \varphi \in]\frac{1}{2} \pi, \pi[. \end{cases} \quad (24)$$

Решив (24) относительно s_i получаем:

$$s_i \geq k \left[\frac{|\sin 2(\varphi - \zeta \beta_i)|}{f_i} - \cos 2(\varphi - \zeta \beta_i) \right]; \quad \zeta = \begin{cases} +1, & \text{при } i = l, \varphi \in]0, \frac{1}{2} \pi[; \\ -1, & \text{при } i = r, \varphi \in]\frac{1}{2} \pi, \pi[. \end{cases} \quad (25)$$

В отношении угловых точек L^u и R^u уточним, что в них должны выполняться как ограничение (13) так и условия трения (24). Следовательно выполнив подстановку $s_i = s = k$ (13) в (24) и введя замену $\varphi = \varphi^{iu}$ находим:

$$\begin{aligned} & |\operatorname{tg}(\varphi^{iu} - \zeta\beta_i)| \leq f_i; \\ \zeta = & \begin{cases} +1, & \text{при } i = l, \varphi^{iu} \in]0, \frac{1}{2}\pi[; \\ -1, & \text{при } i = r, \varphi^{iu} \in]\frac{1}{2}\pi, \pi[. \end{cases} \end{aligned} \quad (26)$$

где: $\varphi^{iu} \in \{\varphi^{lu}, \varphi^{ru}\}$ — значения угла φ в точках L^u ($i=l$) и R^u ($i=r$). Решив последнее относительно φ^{iu} , с учетом того, что $0 \leq \beta_i < \frac{1}{2}\pi$, находим:

$$\max\{0, (\beta_l - \operatorname{arctg} f_l)\} \leq \varphi^{lu} \leq \min\left\{(\beta_l + \operatorname{arctg} f_l), \frac{1}{2}\pi\right\}; \quad (27)$$

$$\max\left\{\frac{1}{2}\pi, (\pi - \beta_r - \operatorname{arctg} f_r)\right\} \leq \varphi^{ru} \leq \min\{(\pi - \beta_r + \operatorname{arctg} f_r), \pi\}. \quad (28)$$

На этом формулировка граничных условий заканчивается.

Минимально возможное (начальное) значение постоянной C_y^+ , определяется условием пересечения кривых (25) и (4) на уровне $s = s_i = k$.

Перепишем условие (26) в виде равенства, применительно к правой границе $R^u R^d$, т.е. положив, что $i=r$:

$$|\operatorname{tg}(\varphi^{ru} + \beta_r)| = f_r. \quad (29)$$

В таком случае интересующее решение (29) будет таким:

$$\varphi^{ru} = \pi - \beta_r - \operatorname{arctg} f_r. \quad (30)$$

Решив соотношение на абсциссе (4) относительно постоянной интегрирования C_y^+ и выполнив подстановку $s=k$ и $\varphi = \varphi^{ru}$ (30) получаем:

$$C_y^+ = k\{1 - \ln[\sin^2(\pi - \beta_r - \operatorname{arctg} f_r)]\}. \quad (31)$$

— минимальное значение постоянной C_y^+ .

Описание алгоритма для расчета напряженного состояния среды, которое складывается вдоль взаимно перпендикулярных линий $L^ru U^l$ и $L^ru R^u$.

А. Определяемся с положением системы координат Oxy по высоте, а также с расстоянием между формирующими щитами $L^u L^d$ и $R^u R^d$ валкователя и степенью заполнения его удобрениями.

1) Назначаем величину ординаты $y^{ru} = y|_{L^ru R^u}$ горизонтали $L^ru R^u$.

2) Назначаем разность абсцисс $x|_{L^{ru}} - x|_{R^u}$ точек L^{ru} и R^u , соответственно.

3) Вычисляем абсциссу $x^{lru} = x|_{L^{ru}}$ точки L^{ru} :

$$x^{lru} = \frac{1}{2}(x|_{L^{ru}} - x|_{R^u}). \quad (32)$$

4) Вычисляем абсциссу $x^{ru} = x|_{R^u}$ точки R^u :

$$x^{ru} = -x^{lru}. \quad (33)$$

• Теперь условие задачи уточнено.

В. Рассматриваем линию $L^{ru}R^u$ (рис. 1В).

5) Используя (30) вычисляем $\min\{\varphi^{ru}\}$.

6) Используя (31) вычисляем $\min\{C_y^+ |_{L^{ru}R^u}\}$.

• Теперь соотношение (4), выполняющееся вдоль $L^{ru}R^u$ определено.

7) Вычисляем минимально возможное значение угла $\varphi^{lru} = \varphi|_{L^{ru}}$, как величину φ в точке пересечения соотношения (4) с условием трения (25), если в последнем принят знак равенства. Т.е. численно решаем уравнение

$$k \ln(\sin^2 \varphi) + C_y^+ = k \left[\frac{|\sin 2(\varphi - \zeta\beta_i)|}{f_i} - \cos 2(\varphi - \zeta\beta_i) \right]; \quad (34)$$

$$\zeta = \begin{cases} +1, & \text{при } i = l, \varphi \in]0, \frac{1}{2}\pi[; \\ -1, & \text{при } i = r, \varphi \in]\frac{1}{2}\pi, \pi[; \end{cases}$$

относительно φ и полученное значение присваиваем φ^{lru} . Тут $i = l$ и, соответственно, $\zeta = +1$. В дальнейшем значение φ^{lru} может быть увеличено до $\frac{1}{2}\pi$.

8) Воспользовавшись соотношением (3) получаем формулу

$$\tilde{C}_y = \gamma y + 2k \ln \left[\frac{2k(\text{ctg } \varphi^{lru} - \text{ctg } \varphi^{ru})}{x^{lru} - x^{ru}} \right], \quad (35)$$

и вычисляем постоянную $\tilde{C}_y |_{L^{ru}R^u}$.

9) Из (3) по формуле

$$C_y^* = \begin{pmatrix} x^{lru} \\ x^{ru} \end{pmatrix} - 2k \exp \left(\frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k} \right) \text{ctg} \begin{pmatrix} \varphi^{lru} \\ \varphi^{ru} \end{pmatrix} \quad (36)$$

вычисляем постоянную $C_y^* |_{L^ru R^u}$.

- Теперь соотношение (3), выполняющееся вдоль $L^ru R^u$ определено.
- 10) Из (6) по формуле

$$C^v = \frac{1}{\sqrt{2}} \exp\left(\frac{C_y^+ - \tilde{C}_y}{2k}\right), \quad (37)$$

вычисляем постоянную C^v . Ее значение справедливо для всей области пластичности.

- Теперь напряженное состояние модельной среды полностью определено вдоль горизонтали $L^ru R^u$.

С. Рассматриваем линию $L^ru U^l$ (рис. 1В).

11) Воспользовавшись соотношением (4) вычисляем полусумму напряжений $s |_{L^ru}$, действующих в точке L^ru .

12) Воспользовавшись решением (8) относительно постоянной \tilde{C}_x

$$\tilde{C}_x = s - k \ln(\cos^2 \varphi) - \gamma y - k \ln(2(C^v)^2), \quad (38)$$

и выполнив соответствующие подстановки находим значение $\tilde{C}_x |_{L^ru U^l}$.

13) Решив соотношение (7) относительно постоянной C_x^*

$$C_x^* = y - (-1)^r 2k \exp\left(\frac{-\tilde{C}_x}{2k}\right) \operatorname{tg} \varphi, \quad r = \begin{cases} 1 & \text{при } \varphi > \frac{1}{2}\pi, \\ 2 & \text{при } \varphi < \frac{1}{2}\pi, \end{cases} \quad (39)$$

и выполнив соответствующие подстановки находим значение $C_x^* |_{L^ru U^l}$.

14) Воспользовавшись выражением (12) вычисляем постоянную $C_x^+ |_{L^ru U^l}$.

- Теперь напряженное состояние модельной среды полностью определено вдоль вертикали $L^ru U^l$.

Д. Для определения угла $\varphi^{ul} = \varphi |_{U^l}$, согласно требованию (13), рассматриваем условия достижения равенства $s |_{U^l} = k$.

15) Назначаем возможный интервал значение угла φ^{ul} :

$$\varphi^{ul} = \varphi |_{U^l} \in]0, \varphi^{lru}]. \quad (40)$$

16) В пределах интервала (40), методом деления отрезка пополам, находим такое значение угла $\varphi |_{U^l}$ при котором достигается равенство $s |_{U^l} = k$.

17) Воспользовавшись соотношениями (7) вычисляем значение ординаты $y|_{U^l}$ точки U^l кривой верхней свободной границы L^uUR^u .

• Теперь напряженное состояние модельной среды полностью согласовано вдоль двух взаимно перпендикулярных сечений определяемых линиями $L^{ru}R^u$ и $L^{ru}U^l$.

Е. Построение следующей точки на кривой верхней свободной границы L^uUR^u удобрений. При этом точка L^{ru} по горизонтали перемещается вправо, а верхняя точка U^l , находясь на вертикали $L^{ru}U^l$ обозначает фрагмент U^lUR^u свободной границы L^uUR^u .

18) Определяемся с элементарным приращением Δ_φ угла $\varphi^{lu} = \varphi|_{L^{ru}}$.

19) Увеличиваем значение $\varphi^{lu} = \varphi|_{L^{ru}}$ на величину Δ_φ .

20) Повторяем пункты 8) ... 16).

Далее на рис. 3 представлены расчетные кривые фрагмента U^lUR^u свободной поверхности L^uUR^u , полученные путем применения описанного алгоритма с использованием исходных данных табл. 1.

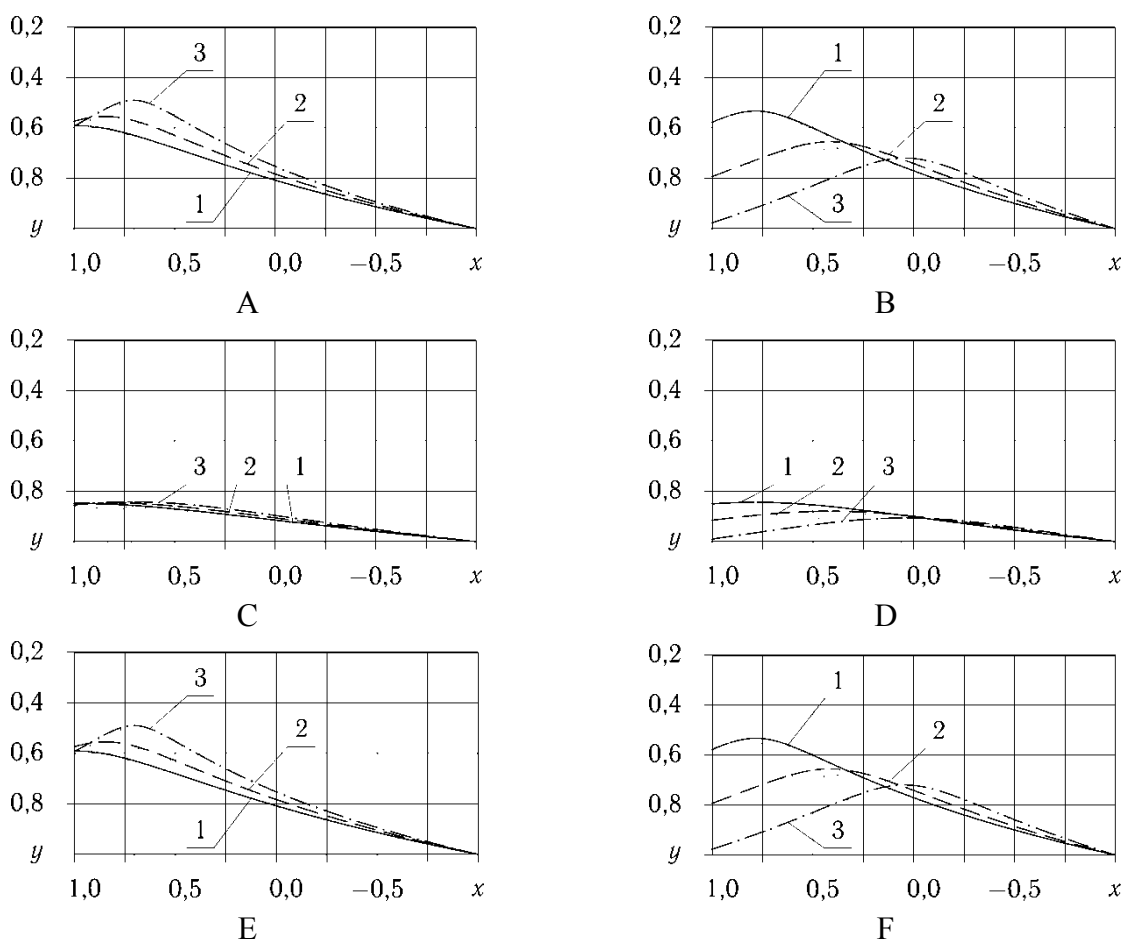


Рис. 3 — Построенные в соответствии с исходными данными из табл. 1 линии фрагмента U^lUR^u свободной границы L^uUR^u

Из анализа рисунков следуют выводы.

Таблица 1 — Исходные данные для построения рис. 3

Параметры:			Номер:		
название	обозначение	величина	рисунок	линии	
Общие данные для всех рисунков и графиков					
1	Ордината горизонтального сечения $L^ru R^u$	y^{ru}	1,0 — “—	A, C, E B, D, F	1, 2, 3 — “—
2	Разность абсцисс для точек L^ru и R^u	$(x _{L^ru} - x _{R^u})$	2,0 — “—	A, C, E B, D, F	1, 2, 3 — “—
3	Угол наклона правого щита валкователя $R^u R^d$	β_r	$\pi/12$ — “—	A, C, E B, D, F	1, 2, 3 — “—
Общие данные для рисунков A, C, E					
4	Коэффициент трения для левой границы $L^u L^d$	f_l	tg(0,5)	A, C, E	1, 2, 3
5	Коэффициент трения для правой границы $R^u R^d$	f_r	tg(0,3)	A, C, E	1, 2, 3
Общие данные для рисунков B, D, F					
6	Угол наклона левого щита валкователя $L^u L^d$	β_l	$\pi/6$	B, D, F	1, 2, 3
Вариационная часть для рисунков A, C, E и B, D, F					
7	Коэффициент пластичности	k	1,0 2,0	A, B, C, D E, F	1, 2, 3 — “—
8	Удельный вес модельной среды	γ	5,0 10,0	A, B C, D, E, F	1, 2, 3 — “—
Вариационная часть для отдельных графиков					
9	Угол наклона левого щита $L^u L^d$ валкователя	β_l	$\pi/6$ $\pi/8$ $\pi/10$	A, C, E — “— — “—	1 2 3
10	Коэффициент трения для левой границы $L^u L^d$	f_l	tg(0,5) tg(0,4) tg(0,3)	B, D, F — “— — “—	1 2 3
11	Коэффициент трения для правой границы $R^u R^d$	f_r	tg(0,3) tg(0,4) tg(0,5)	B, D, F — “— — “—	1 2 3

Выводы

1. Общий характер кривых свободного контура L^*UR^* соответствует действительности.

2. Чем меньше угол β_l наклона левого щита валкователя, тем сильнее вправо смещается максимум кривой свободного контура L^*UR^* .

3. Увеличение удельного веса модельной среды γ при условии, что коэффициент пластичности k сохраняет свое значение, приводит к «проседанию среды между щитами», т.е. к уменьшению высоты максимума на кривой L^*UR^* свободной границы.

4. Пропорциональное увеличение коэффициента пластичности k и удельного веса среды γ в одно и то же количество раз не приводит к изменению характера кривых свободного контура L^*UR^* .

5. Уменьшение коэффициента внешнего трения на левом щите валкователя f_l и пропорциональное увеличение коэффициента трения, действующего на правом щите f_r , приводит к «провалу среды» вдоль щита с меньшим трением и пропорциональному смещению максимума на кривой свободного контура L^*UR^* в сторону щита с более интенсивным трением.

6. Из предыдущих выводов следует, что увеличение углов наклона щитов валкователя β_l и β_r , а также коэффициентов внешнего трения f_l и f_r , действующего на них, приводит к увеличению транспортирующей способности валкователя, т.е. к увеличению высоты максимума на кривой свободного контура L^*UR^* . При определенных значениях β_l , β_r , f_l и f_r транспортирующая способность валкователя может стать избыточной.

7. В качественном смысле все перечисленные пункты 1) — 5) полностью согласуются с физическим смыслом решаемой задачи, а, следовательно, они могут быть использованными при обосновании параметров конструкции валкователя органических удобрений.

Список использованных источников

1. Бондаренко А.М. Механико-технологические основы процессов производства и использования высококачественных органических удобрений [Текст]: монография / А.М. Бондаренко. — Зерноград: ВНИПТИМЭСХ, 2001. — 289 с.
2. Томленов А.Д. Теория пластического деформирования материалов [Текст] / А.Д. Томленов. — М.: Металлургия, 1972. — 408 с.
3. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести [Текст] / Н.Н. Малинин. — М.: Машиностроение, 1975. — 398 с.
4. Ключников В.Д. Математическая теория пластичности [Текст] / В.Д. Ключников. — М.: Изд.-во Моск. ун-та, 1979. — 208 с.
5. Писаренко Г.С. Уравнения и краевые задачи теории пластичности и ползучести [Текст]: Справочное пособие / Г.С. Писаренко, Н.С. Можаровский. — К.: Наукова думка, 1981. — 496 с.
6. Основы теории упругости и пластичности [Текст]: Учеб. для

- машиностроит. спец. Вузов/В.Г. Зубчанинов.- М.:Высш.шк., 1990. - 368 с.
7. Можаровский Н.С. Теория пластичности и ползучести в инженерном деле [Текст] / Н.С. Можаровский // Приложение методов теории пластичности и ползучести к решению инженерных задач машиностроения: в 2 ч., — К.: Выща школа, 1991. — Ч. 1. — 264с.
 8. Мельник В. И. Предельное равновесие вязных и сыпучих сред [Текст]: монография / В.И.Мельник.— Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012, — 357 с.
 9. Саргсян А.Е. Сопротивление материалов, теории упругости и пластичности. Основы теории с примерами расчетов [Текст]: учебник для вузов / А.Е. Саргсян. — М.: Высшая школа, 2000. — 286 с.
 10. Соколовский В. В. Статика сыпучей среды [Текст]: / В.В. Соколовский.— [4-еизд.].— М.: Наука, 1990.— 272с.
 11. А.с. 1817972 СССР, МПК⁴ А 01 С 3/08. Валкообразователь органических удобрений [Текст] / Н.З. Макеев, А.А. Романащенко, А.И. Аникеев, А.Н. Красноруцкий — Заявл. 30.04.1991, № 4932853/30-15, Опубл. в Б.И. 1993, № 20.
 12. А.с. 1459621 СССР, МПК⁴ А 01 С 3/06. Разбрасыватель органических удобрений [Текст] / Н.З. Макеев, А.С. Зайцев, А.И. Никитенко, А.А. Немцев А.И. Аникеев, А.Н. Красноруцкий — Заявл. 27.08.1986, № 4109627/30-15, Опубл. в Б.И. 1989, № 7.
 13. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов [Текст]: учебник для вузов / В.И.Феодосьев. — 9-е изд., перераб. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. — 512 с.

Анотація

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФРОНТУ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ, ЯКИЙ ЗНАХОДИТЬСЯ У СТВОРІ ВАЛКУВАЧА В ПРОЦЕСІ ФОРМУВАННЯ ВАЛКА

Мельник В., Романащенко О.

На основі теорії пластичності та граничного рівноважся суцільних непружних середовищ вирішується задача побудови вільної поверні органічних добрив, які скопилися спереду валкувача у процесі формування валка.

Abstract

MATHEMATICAL MODELING OF FRONT ORGANIC FERTILIZER, WHICH IS IN CREATE SWATH IN THE FORMATION OF THE ROLLS

V. Melnik, A. Romanashenko

Based on the theory plasticity and inelastic continuum limit balance environments to solve the problem of building a free Turn Manure that accumulated in front of the swath formation process to roll.

К ПОСТРОЕНИЮ УРАВНЕНИЙ ДИНАМИКИ СТАЦИОНАРНЫХ ПОТОКОВ В ПСЕВДООЖИЖЕННОМ ЗЕРНОВОМ СЛОЕ НА СТРУКТУРНЫХ ВИБРОРЕШЕТАХ

Харченко С.А., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

В статье обосновано построение уравнений второго приближения динамики зерновых смесей на виброрешетах. Получены уравнения для определения поля скоростей зерновой смеси, приняты допущения и краевые условия, учтены конструктивно-кинематические параметры виброрешет.

Постановка проблемы. Моделирование процессов динамики зерновой смеси по виброрешету позволяет повысить эффективности работы зерновых сепараторов, но представляет сложную теоретическую задачу.

Применение аналогии между движением вязкой несжимаемой жидкости и зерновой смеси, которая находится в псевдоожигенном состоянии под воздействием вибрационных колебаний решета показали свою эффективность [1-7], и позволяют определить с допустимой погрешностью скорости движения смеси, производительность и полноту разделения.

Цель работы: исследования динамики зерновой смеси по виброрешету, получение математических выражений с учетом конструктивно-кинематических параметров решета.

Основной материал. Возможность применения методов механики сплошных сред позволили определить направление по уточненному моделированию динамики зерновой смеси (ЗС) на виброрешетах [8]. Виброрешета рассмотрены как периодическая структура с периодом, определяемым расположением отверстий. Заданы краевые условия: нормальные компоненты скорости на поверхности расположения отверстий, а касательные - на поверхности их поперечных перемычек. Решение нелинейных уравнений Навье – Стокса, удовлетворяющее указанным выше краевым условиям, построены методом последовательных приближений [9]. Получены расчетные формулы для поля скорости, учитывающие как характеристики колебаний решета (амплитуда и частота колебаний), так его геометрические параметры – размеры отверстий и период их повторения. Показано, что поле скорости зависит не только от координаты вдоль толщины слоя, но периодически изменяется вдоль поверхности решета с периодом, определяемым взаимным расположением отверстий решета.

Для первого и второго приближения получены следующие уравнения [8]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \vec{U}_1}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \nabla P_1 + \nu \Delta \vec{U}_1, \\ \operatorname{div} \vec{U}_1 &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \vec{U}_2}{\partial t} + (\vec{U}_1, \nabla) \vec{U}_1 = -\frac{1}{\rho} \nabla P_2 + \nu \Delta \vec{U}_2, \quad (2)$$

$$\operatorname{div} \vec{U}_2 = 0,$$

где: ρ - усредненные значения плотности псевдоожидженного зернового слоя;
 $\nu = \mu / \rho$ - кинематический коэффициент вязкости псевдоожидженности;
 U_1 и U_2 - соответственно, компоненты поля скорости вдоль осей x_1 и x_2
(x_1 - направлена вдоль направления движения ЗС, x_2 - по высоте слоя).

Уравнения второго приближения описывает процесс установления течения. Исключая его из рассмотрения усредним (2) по времени. Тогда вместо (2) имеем [9]:

$$\overline{(\vec{U}_1 / \nabla) \vec{U}_1} = -\frac{1}{\rho} \overline{\nabla P_2} + \nu \overline{\Delta \vec{U}_2}, \quad (3)$$

где черта обозначает операцию усреднения.

Как показано выше, (см. формулу (3)), усредненные по времени уравнения второго приближения, решение которых моделирует медленные стационарные потоки, возникающие в псевдоожидженном зерновом слое, имеют следующий вид:

$$\overline{U_{11} \frac{\partial U_{11}}{\partial x_1} + U_{12} \frac{\partial U_{11}}{\partial x_2}} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P_2}{\partial x_1} + \nu \Delta U_{21},$$

$$\overline{U_{11} \frac{\partial U_{12}}{\partial x_1} + U_{12} \frac{\partial U_{12}}{\partial x_2}} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} + \nu \Delta U_{22}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial U_{21}}{\partial x_1} + \frac{\partial U_{22}}{\partial x_2} = 0.$$

Здесь $\vec{U}_1 = (U_{11}, U_{12})$ - поле скорости первого приближения псевдоожидженности:

$$U_{11} = A \omega \sqrt{\frac{\cos^2(\lambda(h-x^2)) + sh^2(\lambda(h-x^2))}{\cos^2(\lambda h) + sh^2(\lambda h)}} \sin(\omega t + \Phi - \psi) -$$

$$- 2V_0 \sum_{n=1}^{\infty} (P_{n-1}(U) - P_n(U)) e^{-\frac{2\pi n}{l} h} sh\left(\frac{2\pi n}{l}(h-x_2)\right) \sin\left(\frac{2\pi n}{l} x_1\right), \quad (5)$$

$$U_{12} = 2V_0 \sum_{n=1}^{\infty} (P_{n-1}(U) - P_n(U)) e^{-\frac{2\pi n}{l} h} ch\left(\frac{2\pi n}{l}(h-x_2)\right) \cos\left(\frac{2\pi n}{l} x_1\right).$$

Здесь:

$$\begin{aligned}
\Phi &= \operatorname{arctg}(\operatorname{tg}(\lambda(h-x_2))\operatorname{th}(\lambda(h-x_2))), \\
\psi &= \operatorname{arctg}(\operatorname{tg}(\lambda h)\operatorname{th}(\lambda h)), \\
\lambda &= \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}, \quad U = \cos \frac{\pi d}{l}.
\end{aligned} \tag{6}$$

A - амплитуда колебаний решета, ω - круговая частота, ν - усредненный коэффициент кинематической вязкости псевдожидкости, V_0 - средняя скорость прохождения зерен через отверстия решета, l - период повторения отверстий решета, h - средняя толщина зернового слоя. При получении формулы (5) экспоненциально затухающие во времени члены были опущены.

P_2 и $\vec{U}_2 = (U_2, U_{22})$ - усредненные по времени избыточное давление и поле скорости второго приближения, ρ и ν - усредненные значения плотности и эффективного коэффициента кинематической вязкости псевдожидкости, моделирующей зерновой слой, черта обозначает усреднение по времени.

Для построения решения уравнений (4) необходимо вычислить величины:

$$\begin{aligned}
f_1 &= U_{11} \frac{\partial U_{11}}{\partial x_1} + U_{12} \frac{\partial U_{11}}{\partial x_2}, \\
f_2 &= U_{11} \frac{\partial U_{12}}{\partial x_1} + U_{12} \frac{\partial U_{12}}{\partial x_2}.
\end{aligned} \tag{7}$$

Для вычисления величин f_1 и f_2 воспользуемся формулами (5) и (6) для компонент поля скорости первого приближения. При этом ограничимся одним членом рядов в (5). Это возможно, поскольку эти ряды сходятся достаточно быстро благодаря присутствию экспоненциального множителя $\exp(-2\pi nh/l)$.

Тогда, поле скорости первого приближения можно представить в виде:

$$\begin{aligned}
U_{11} &= B_1(x_2) \sin(\omega t + \Phi - \psi) - B_2(x_1, x_2), \\
U_{12} &= B_3(x_1, x_2),
\end{aligned} \tag{8}$$

где:

$$B_1(x_2) = A\omega \sqrt{\frac{\cos^2 \lambda(h-x_2) + s^2 h \lambda(h-x_2)}{\cos^2 \lambda h + s^2 h \lambda h}}, \quad \lambda = \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}, \tag{9}$$

$$B_2(x_1, x_2) = 2V_0 \left(1 - \cos \frac{\pi d}{l}\right) e^{-\frac{2\pi h}{l}} \operatorname{sh}\left(\frac{2\pi}{l}(h-x_2)\right) \sin\left(\frac{2\pi}{l}x_1\right), \tag{10}$$

$$B_3(x_1, x_2) = 2V_0 \left(1 - \cos \frac{\pi d}{l}\right) e^{-\frac{2\pi h}{l}} \operatorname{ch}\left(\frac{2\pi}{l}(h-x_2)\right) \cos\left(\frac{2\pi}{l}x_1\right), \tag{11}$$

где: d - средний диаметр отверстий решета, величины Φ и ψ определены в (6).

Подставляя (8) в (7), после ряда преобразований имеем:

$$\begin{aligned} f_1 &= B_2 \frac{\partial B_2}{\partial x_1} - B_3 \frac{\partial B_2}{\partial x_2}, \\ f_2 &= -B_2 \frac{\partial B_3}{\partial x_1} + B_3 \frac{\partial B_3}{\partial x_2}. \end{aligned} \quad (12)$$

Далее, используя (10), (11), окончательно получаем:

$$f_1 = B e^{-\frac{4\pi}{l}x_2} \sin \frac{4\pi}{l}x_1, \quad f_2 = -B e^{-\frac{4\pi}{l}x_2} \cos \frac{4\pi}{l}x_1. \quad (13)$$

Здесь:

$$B = \frac{\pi V_0^2 \left(1 - \cos \frac{\pi d}{l}\right)^2}{l}. \quad (14)$$

С учетом (13), уравнения (4) представим в виде:

$$\begin{aligned} \Delta U_{21} &= \frac{1}{\rho v} \frac{\partial P_2}{\partial x_1} + \frac{B}{v} e^{-\frac{4\pi}{l}x_2} \sin \frac{4\pi}{l}x_1, \\ \Delta U_{22} &= \frac{1}{\rho v} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} - \frac{B}{v} e^{-\frac{4\pi}{l}x_2} \cos \frac{4\pi}{l}x_1, \\ \frac{\partial U_{21}}{\partial x_1} + \frac{\partial U_{22}}{\partial x_2} &= 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Потребуем, чтобы неизвестные функции U_{21} , U_{22} и P_2 удовлетворяли следующим краевым условиям. На поверхности решета при $x_2 = 0$ поле скорости второго приближения должно обращаться в нуль:

$$U_{21}|_{x_2=0} = U_{22}|_{x_2=0} = 0. \quad (16)$$

На свободной поверхности зернового слоя избыточное давление P_2 должно обращаться в нуль:

$$P_2|_{x_2=h} = 0. \quad (17)$$

Нормальные и касательные компоненты тензора напряжений также равны нулю: на свободной поверхности при $x_2 = h$ избыточное давление и тензор напряжений обращаются в нуль [9]:

$$P|_{x_2=h} = 0, \quad \frac{\partial U_1}{\partial x_1} = \frac{\partial U_2}{\partial x_2}|_{x_2=h} = 0, \quad \left(\frac{\partial U_1}{\partial x_2} + \frac{\partial U_2}{\partial x_1} \right)|_{x_2=h} = 0.$$

Тогда:

$$\frac{\partial U_{21}}{\partial x_1}|_{x_2=h} = \frac{\partial U_{22}}{\partial x_2}|_{x_2=h} = 0, \quad \left(\frac{\partial U_{21}}{\partial x_2} + \frac{\partial U_{22}}{\partial x_1} \right)|_{x_2=h} = 0. \quad (18)$$

Выводы. Таким образом, полученные уравнения поля скорости псевдооживленного слоя зерновой смеси и принятые краевые условия формируют задачу, решение которой позволит адекватно описывать процессы сепарации зерновых смесей на плоских виброрешетках. В модели учтены характеристики колебаний решета (амплитуда и частота колебаний), и его конструктивные параметры: размеры отверстий и период их повторения.

Список использованных источников

1. Тищенко Л.Н. Гидродинамика сепарирования зерна / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. - Харьков: "Міськдрук", 2010. - 174 с.
2. Brilliantov N. Hydrodynamics and transport coefficients for Granular Gases/ N. Brilliantov, T. Proschel // arxiv: cond-mat 0301152. -V. 1.10 Jan., 2003.
3. Dufty James W. Hydrodynamics Models for Granular Gases / arxiv: cond-mat 0302170. -V.1, 10 Feb., 2003.
4. Paolotti D., Cattuto C., Marini V., Marconi D., Puglisi A. / arxiv: cond-mat 0207601. -V.1. 25 Jul., 2002.
5. Тищенко Л.Н. Виброрешетная сепарация зерновых смесей / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. - Харьков: "Міськдрук", 2011. - 280 с.
6. Тищенко Л.Н. Колебания зерновых потоков на виброрешетках / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский.- Харьков: "Міськдрук", 2012. - 267 с.
7. Тищенко Л.Н. Моделирование потока зернового слоя на решетке с учетом просеивания / Л.Н.Тищенко // MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, 2012. – Vol. 14 D. – P. 39-48.
8. Тищенко Л.Н. К применению методов механики сплошных сред для описания движения зерновых смесей на виброрешетках / Л.Н.Тищенко, С.А.Харченко // MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, 2013. – Vol. 15 D. – №7. – P. 94-99.
9. Харченко С.А. Построение решений уравнений динамики зерновых

смесей на плоских виброрешетах / Харченко С.А. // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип.43, ч.ІІ.- Кіровоград: КНТУ, 2013. - С.287-292.

Аннотація

ДО ПОБУДОВИ РІВНЯНЬ ДИНАМІКИ СТАЦІОНАРНИХ ПОТОКІВ В ПСЕВДОЗРІДЖЕНОМУ ЗЕРНОВОМУ ШАРІ НА СТРУКТУРНИХ ВІБРОРЕШЕТАХ

Харченко С.

В статі обґрунтовано побудова рівнянь другого наближення динаміки зернових сумішей на виброрешетах. Одержані рівняння для визначення поля швидкостей зернової суміші, прийняті допущення і крайові умови, ураховані конструктивно-кінематичні параметри виброрешет.

Abstract

CONSTRUCTION OF DYNAMICS EQUATIONS OF STATIONARY FLOWS IN A FLUIDIZED BED OF GRAIN ON STRUCTURAL VIBRATION SIEVE

S. Kharchenko

The paper justified the construction of the equations of the second approximation of the dynamics of grain mixtures on vibrating sieves. The equations for determining the velocity field of grain mixture, some assumptions and boundary conditions are taken into account structural and kinematic parameters of the sieves vibration.

УДК 631.344:634.1-13

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РАСТРУБА МОБІЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗАХИСТУ РОСЛИН ВІД РАДІАЦІЙНИХ ЗАМОРОЗКІВ

Рудницька Г.В., к.т.н., доц.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Представлений аналіз результатів експериментальних досліджень з обґрунтування конструктивних параметрів раструба мобільного пристрою для захисту рослин від радіаційних заморозків.

Вступ. Найбільш поширеним 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. Підтримання встановленого температурного режиму забезпечується збільшенням вологості повітря шляхом введення у тепловий потік частинок води.

Для перевірки теоретичних передумов процесу роботи засобу механізації необхідно провести експериментальні дослідження з обґрунтування та раціоналізації конструктивних параметрів мобільного пристрою для захисту рослин від радіаційних заморозків.

Постановка задачі. З метою обґрунтування конструкції і режимів роботи засобу механізації (мобільного пристрою) для захисту плодкових насаджень від радіаційних заморозків був проведений експеримент з визначення раціональних конструктивних параметрів раструба, який враховував температуру повітряно-краплинного потоку, що подається вентилятором з камери згоряння в зону насаджень.

Виклад основного матеріалу. Відомо, що довжина раструба повинна бути такою, щоб температура повітряно-крапельного потоку, що подається вентилятором з камери згоряння в насадження, при розподілі по ширині ряду і безпосередньому його потраплянні на поверхню генеративних органів, не перевищувала їх температуру більш ніж на 5°C (висока температура може їх обпекти) [6, 7]. Виходячи з даних положень, був проведений експеримент, метою якого було визначення конструктивних параметрів раструба.

Мобільний пристрій працював в режимі подачі повітряно-краплинної

суміші у відкриту агроекосистему. В потік теплого повітря, що йшов від камери згоряння, вводилася вода, яка розпилювалася за допомогою форсунок.

Під час роботи засобу механізації всередині раструба, уздовж його осі (по довжині), ділянку загальною довжиною 4 м розділили на 8 рівних частин. З інтервалом 0,5 м один від одного були встановлені датчики температури (рис. 1). Значення температур потоку, зафіксовані датчиками, виведені на цифрові дисплеї, що закріплені на планці зовні раструба. Планка встановлювалася співосно раструбу.

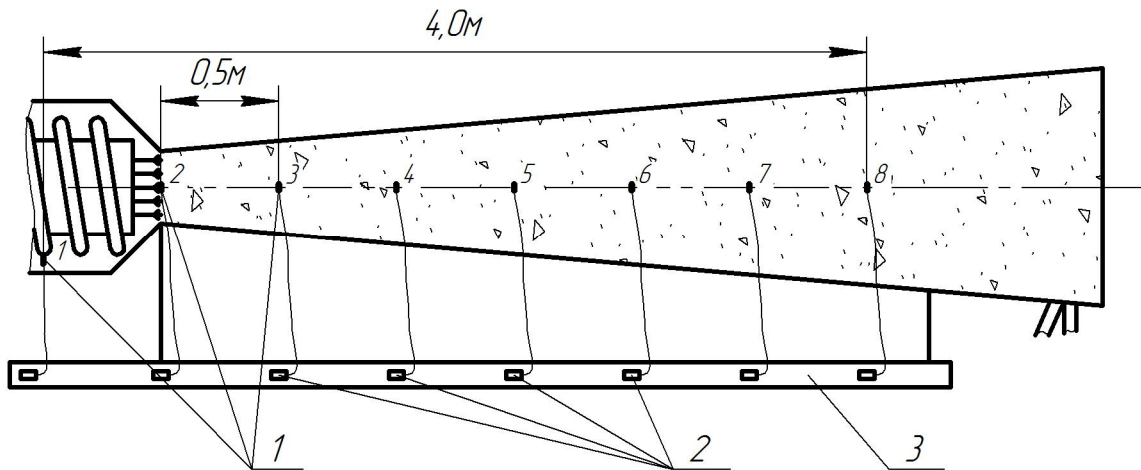


Рис. 1 – Схема розстановки датчиків в растрібі засобу механізації: 1 – датчики вимірювання температури повітряно-крапельного потоку; 2 – цифрові дисплеї; 3 – планка кріплення цифрових дисплеїв.

У якості контрольно-вимірювальної апаратури були використані цифровий мультиметр MS-8229 та міні-термометри ST-2.

Експеримент проводився у п'ятикратній повторності.

Величина температури має початкове значення t_0 , яке вимірюється на першому датчику і температурою, що безпосередньо подається на поверхню генеративних органів. Фінішна ділянка такої кривої (рис. 2) визначає довжину раструба.

Крива температури по довжині раструба зменшується і має затухаючий характер.

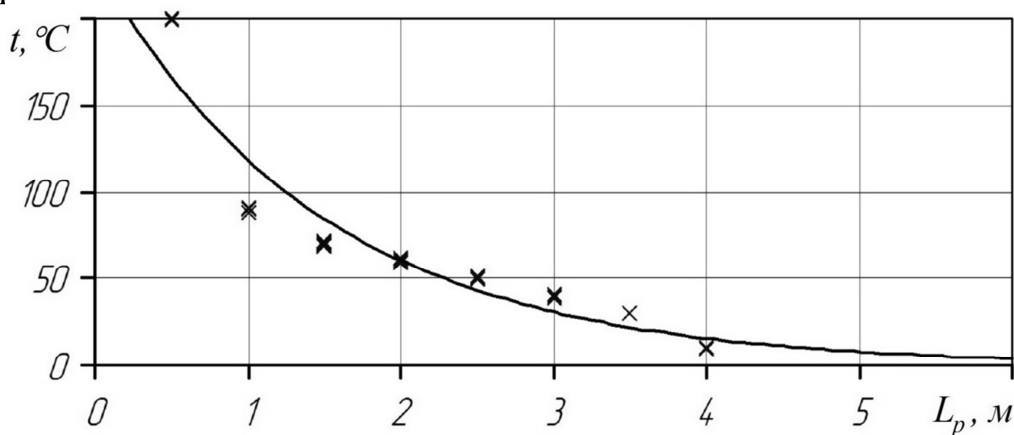


Рис. 2 – Залежність зміни температури повітряно-крапельного потоку уздовж довжини раструбу

Для отримання аналітичного виразу досліджуваної величини використовувалася програма Microsoft Excel, яка дозволила підібрати тип лінії тренда, що має найменшу залишкову дисперсію [8, 9].

Температурну залежність по довжині раструба апроксимували аналітичним виразом:

$$t = 232,06e^{-0,3368Lp}. \quad (1)$$

Величина достовірності апроксимації становить $R^2=0,8991$. Отримана аналітична залежність дозволяє обґрунтувати конструкцію раструба з урахуванням гранично допустимої температури теплого повітря, що подається вентилятором з камери згоряння в насадження.

Температура зміненого повітряно-крапельного потоку, який підводиться до дерев в міжряддях, не повинна перевищувати температуру генеративних бруньок більш ніж на 5°C .

З урахуванням того, що в міжряддях температура розподіляється по нормальному закону розподілу, а максимальні значення кривої Гауса перевищують периферійні значення в 2,5...3,0 рази, то температура на виході з раструба T' розраховується за такою залежністю:

$$T' = (T_a + 5)(2,5 \dots 3,0). \quad (2)$$

Згідно з результатами теоретичних досліджень, гранична температура генеративних органів дорівнює $2,0 \dots 4,0^\circ\text{C}$, що відповідає температурі повітря $7,0 \dots 9,0^\circ\text{C}$.

Виходячи з даних значень, температура на виході з раструба повинна бути в межах $21,0 \dots 27,0^\circ\text{C}$. Згідно залежності (2), такій температурі відповідає довжина раструба $5,5 \dots 6,1$ м.

Висновки. В результаті експериментальних досліджень було встановлено, що раціональна довжина раструба, з урахуванням гранично допустимої температури повітряно-крапельного потоку, що подається вентилятором у зону росту плодкових насаджень, знаходиться в діапазоні $5,5 \dots 6,1$ м.

При цьому температура на виході з раструбу повинна знаходитися в межах $21 \dots 27^\circ\text{C}$.

Отримані результати дозволяють обґрунтувати вимоги до конструкції джерела потоку підігрітого і зволоженого повітря.

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. Snyder, R. L. Frost protection: fundamentals, practice, and economics. Volume 1 [Электронный ресурс] / Richard L Snyder, J. Paulo de Melo-Abreu. Rome: Softcover, FAO, 2005. – 240 p. – Режим доступа: <http://www.fao.org/docrep/008/y7223e/y7223e00.htm#Contents>.
 7. Васюта, В.М. Справочник садовода / В. М. Васюта, Г. М. Рыбак, С. В. Клименко. – К.: Наукова думка, 1990. – 352 с.
 8. Львовский, Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Е.Н. Львовский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1988. – 238 с.
 9. Макарова, Н.В. Статистика в Excel / Н.В. Макарова, В.Я. Трофимец. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 368 с.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАСТРУБА МОБИЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЗАЩИТЫ РАСТЕНИЙ ОТ РАДИАЦИОННЫХ ЗАМОРОЗКОВ

Рудницкая А.

Представлен анализ результатов экспериментальных исследований по обоснованию конструктивных параметров раструба мобильного устройства для защиты растений от радиационных заморозков.

Abstract

RATIONALE FOR DESIGN PARAMETERS TRUMPET OF MOBILE DEVICE TO PROTECT PLANTS FROM FROST RADIATION

A. Rudnytskaya

The analysis of the results of experimental studies of mobile device to substantiate the design parameters of trumpet of the mobile device to protect plants from frost radiation.

УДОСКОНАЛЕННЯ ЖИВИЛЬНОГО УСТРОЮ ШНЕКОВОЇ МАШИНИ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ВНЕСЕННЯ СИПУЧИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

Фесенко Г.В., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Сівцов О.В., аспір., Сівцов Ю.В., аспір.

Полтавська державна аграрна академія

Розглянуто вплив технічних засобів поверхневого внесення мінеральних добрив і ефективність їх застосування. На основі аналізу наукових досліджень впливу показників роботи тукових машин запропоновано конструктивне рішення шнекового живильного устрою, який розширює технологічні можливості виходу із нього сипучого матеріалу, що створює кращі умови для його рівномірного розподілу по поверхні поля.

Ефективність внесення в ґрунт мінеральних добрив в значній мірі залежить від рівномірності їх розподілу по поверхні поля.

Серійні тукові машини, які використовують для поверхневого внесення мінеральних добрив та інших сипучих матеріалів, обладнані головним чином відцентровими робочими органами, забезпечують внесення мінеральних з нерівномірністю $\pm 25\%$ і більше, внаслідок чого утворюються недостатньо і з надлишком удобрени полоси.

При цьому знижується ефективність внесених мінеральних добрив, що призводить до недобру врожаю, яка може досягати 10% і більше [1]. Ефективність від внесення мінеральних добрив може досягти максимальних значень, зокрема під зернові культури, при їх внесенні з нерівномірністю до $\pm 10\%$ [2].

Резервом підвищення рівномірності поверхневого внесення сипучих мінеральних добрив туковими машинами є удосконалення їх розподільчих органів, зокрема шнекового живильного устрою машини для внесення сипучих мінеральних добрив, характерною особливістю якого є його секції, які закріплені до шнека і з'єднані перегородками із приєднаними до них козирками дахоподібної форми з відхиленням в бік, протилежний напрямку обертання розподільчого органу [3].

Крім того, секції кожуха в зоні зазорів наділені кільцевими дисками і обоймами у вигляді безкінечних стрічок, установлених зі сторони зовнішніх кромek кільцевих дисків. Під час роботи тукової машини із таким живильним устроєм добрива, що виходять суцільним потоком із його вихідних вікон, розмежовані між собою проміжками секцій кожуха.

В результаті цього відбувається полосове розподілення добрив по

поверхні поля, що призводить до нерівномірного їх внесення по площі. Для покращення поверхневого розподілення по площі мінеральних добрив туковою машиною необхідно по периметру кожуха його шнекового живильного устрою, в зоні між кільцевими дисками кожної секції, виконати вихідні отвори і наділити їх козирками, а між суміжними вихідними отворами встановити додаткові кільцеві диски із обоймами, співвісними з дисками із обоймами зони зазорів, при цьому суміжні стрічки обойм необхідно з'єднати між собою торцевими сторонами [4].

Виконання вихідних отворів, розміщених рівномірно по периметру кожуха в зоні між кільцевими дисками кожної секції в напрямку обертання живильного устрою і наділених козирками, а між суміжними вихідними отворами встановлення додаткових кільцевих дисків із обоймами співвісних з дисками із обоймами зони зазорів, розширює технологічні можливості виходу із живильного устрою сипучих добрив. Крім того, з'єднання між собою торцевих сторін суміжних стрічок обойм живильного устрою забезпечує рівномірне поверхневе внесення сипучих мінеральних добрив по ширині захвату шнекової машини.

Конструктивне рішення удосконаленого живильного устрою шнекової машини включає бункер 1, установлений на рамі 2.

Живильний устрій представлений у вигляді кожуха 3, секції 4 якого з'єднані із шнеком 5, а також між собою перегородками 6 із козирками 7, спрямованими всередину кожуха 3 з відхиленням в бік, протилежний від напрямку його обертання на кут, більший кута тертя добрив по їх поверхні, і розташовані східчасто, а їх проекція на внутрішню поверхню кожуха перевищує вихідну зону (рис.1).

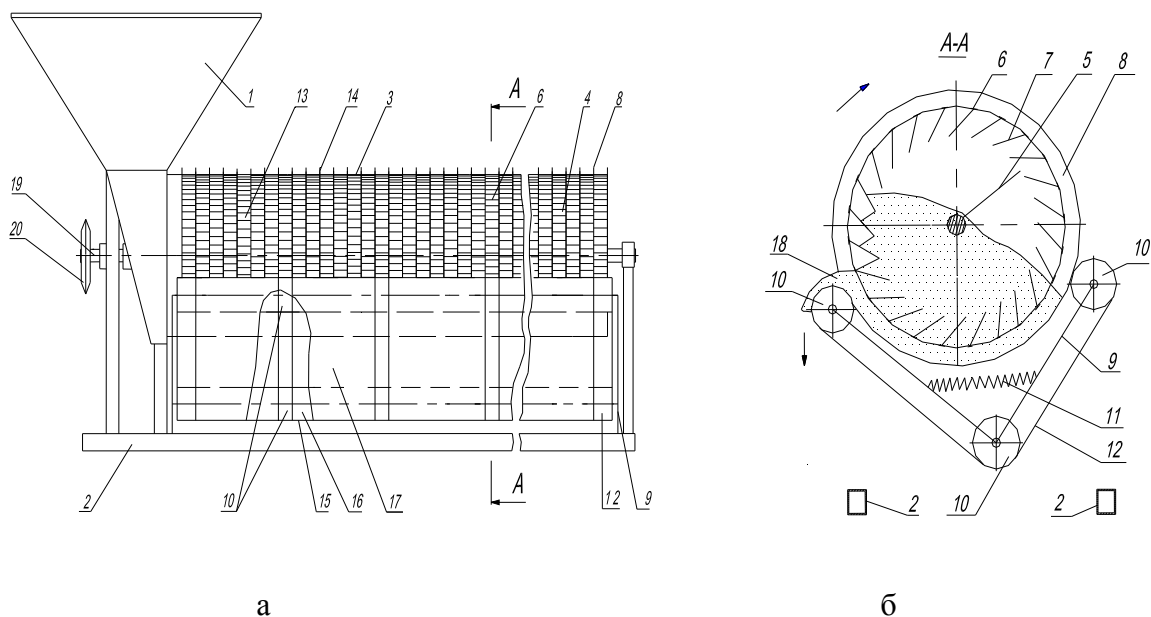


Рис. 1 – Удосконалений живильний устрій шнекової машини для поверхневого внесення сипучих мінеральних добрив: а – загальний вигляд; б – переріз живильного устрою.

На кінцях секцій 4 в зоні зазорів між ними закріплені кільцеві диски 8, з нижньої сторони яких установлена на рамі 2 обойма 9 у вигляді натяжних роликів 10, стягнутими пружиною 11 і охоплених безкінечною стрічкою 12, а по периметру кожуха 3 виконані вихідні отвори 13, розміщені рівномірно в напрямку його обертання і наділені козирками 7.

Крім того, між суміжними отворами 13 встановлені додаткові кільцеві диски 14, вісь симетрії яких співпадає з віссю симетрії дисків 8, а з нижньої сторони дисків 14 установлена на рамі 2 додаткова обойма 15, натяжні ролики 16 якої стягнуті пружиною (на рисунку не показано) і охоплені безкінечною стрічкою 17.

При цьому вісь симетрії роликів 16 співпадає з віссю симетрії роликів 10, а суміжні стрічки 12 і 17 з'єднані між собою своїми торцевими сторонами і утворюють з дисками 8 і 14 вихідні вікна 18, розташовані безперервно по довжині живильного устрою.

Для приводу шнека 5 із кожухом 3 на їх осі 19 установлена зірочка 20, а привід стрічок 12 і 17 здійснюється від кільцевих дисків 8 і 14. При цьому сила зчеплення стрічок 12 і 17 із кільцями 8 і 14 забезпечується дією на ролики 10 і 16 їх відповідних стяжних пружин.

Під час роботи такої машини сипучі мінеральні добрива із бункера 1, закріпленого на рамі 2, поступають в кожух 3 до шнека 5, який приводиться в рух вмісті з кожухом 3 від зірочки 20 через вісь 19. При цьому шнек 5 переміщує сипучі добрива по кожуху 3, спрямовуючи їх до вихідних отворів 13 і щілин між секціями 4 кожуха 3. Внаслідок цього добрива із кожуха 3 просипаються через вихідні отвори 13, і проміж перегоронок 6 зони зазорів між секціями 4 на стрічки 12 і 17 обійм 9 і 15.

Добрива, що заповнили обмежені з бокових сторін кільцевими дисками 8 і 10 простори, під дією стрічок 12 і 17, кільцевих дисків 8 і 14, а також перегоронок 6 переміщуються до вихідних вікон 15 і виносяться назовні суцільним шаром по ширині живильного устрою.

Добрива, що знаходяться вище вихідних вікон 15, переміщуються козирками 7 перегоронок 6 всередину кожуха 3 завдяки їх відхиленню в бік, протилежний напрямку обертання робочого органу. Крім того, козирки 7, перекриваючи своєю проекцією зону виходу добрив із отворів 13 і щілин між секціями 4 вище вихідних вікон 15, запобігають їх самовільному виходу назовні. Внаслідок цього відбувається стабільне переміщення добрив у вихідних вікнах 15 по довжині живильного устрою, що в цілому забезпечує їх рівномірне внесення по площі поля.

Норма внесення сипучих мінеральних добрив удосконаленим шнековим живильним устроєм встановлюється зміною частоти обертів його кожуха 3 із шнеком 5 шляхом зміни передавального відношення в приводі зірочки 20.

Розроблений живильний устрій до шнекової машини в порівнянні із існуючими забезпечить під час її роботи безперервний потік сипучих мінеральних добрив із вихідних вікон з утворенням суцільної полоси по ширині захвату, що створює умови для рівномірного їх розподілу по поверхні поля.

Список використаних джерел

1. Осипов В.Г. Зависимость эффективности удобрений от равномерности внесения [Текст]/ В.Г. Осипов, В.Е. Явтушенко, В.М. Устюгов, Г.И. Крыцкий // Журн. Химия в сельском хозяйстве. – 1978. - №1. - С.13-15.
2. Сендряков И.Ф. Влияние качества внесения минеральных удобрений на урожай зерновых культур [Текст]/ И.Ф. Сендряков, Н.Г. Овчинникова, Б.А. Главацкий // Журн. Химия в сельском хозяйстве. – 1980. - №7. - С. 4-7.
3. Машина для внесення сипучих мінеральних добрив [Текст]: пат. 94881 Україна: МПК А 01 С 15/00/ Фесенко Г.В., Сівцов О.В., Сівцов Ю.В., Дуденко В.П., ; - №201011659; заявл. 30.09.2010; опубл.10.06.2011, Бюл.№11.
4. Машина для внесення сипучих мінеральних добрив [Текст]: пат. 102622 Україна: МПК А 01С 15/00/ Фесенко Г.В., Дуденко В.П., Сівцов О.В., Сівцов Ю.В.,; - № а201115531; заявл. 26.12.2011; опубл. 25.07. 2013, Бюл.№14.

Аннотация

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПИТАТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ШНЕКОВОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНОГО ВНЕСЕНИЯ СЫПУЧИХ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

Фесенко Г., Сивцов О., Сивцов Ю.

Рассмотрено влияние технических средств поверхностного внесения минеральных удобрений и эффективность их использования. На основе анализа научных исследований влияния показателей работы туковых машин предложено конструктивное решение шнекового питающего устройства, которое расширяет технологические возможности выхода из него сыпучего материала, что обеспечивает лучшие условия его равномерного распределения по поверхности поля.

Abstract

AN IMPROVEMENT OF NOURISHING MODE OF SCREW MACHINE IS FOR SUPERFICIAL BRINGING OF FRIABLE MINERAL FERTILIZERS

G. Fesenko, O. Sivcov, Yu. Sivcov

Influence of technical equipments of the superficial bringing of mineral fertilizers and efficiency of their application are considered. On the basis of analysis of scientific researches of influence of indexes of work of tucox machines structural solution of the screw nourishing mode, that extends technological possibilities of exit from him of friable material that creates the best terms for his even distribution for the surfaces of the field, is offered.

ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЛИПКОСТІ ҐРУНТУ НА ЗСУВ

Калюжний О.Д., к.т.н., доц., Рудницький Є.М., асист.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Приведено обґрунтування приладу для дослідження липкості ґрунту на зсув.

Вступ. Знання сутності фізичної природи прилипання ґрунту до металу або інших матеріалів, з яких виготовляють робочі органи ґрунтообробних машин, формує вимоги до конструкції або технології виготовлення робочих органів сільськогосподарських машин.

Робочі органи ґрунтообробних машин працюють не на вертикальний відрив від ґрунту, а на дотичну силу і тому доцільно досліджувати міцність прилипання ґрунту до робочої поверхні знаряддя. Таке визначення цілком виправдовується тим, що всі робочі органи ґрунтообробних машин самоочищаються тільки при бічному зсуві і повинні характеризуватися горизонтальними силами в Н на м² площі зсуву.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

В останні роки ведуться широкі дослідження з боротьби з залипаемістю шляхом покриття робочих поверхонь ґрунтообробних машин пластичними масами, які володіють гідрофобними (водовідштовхувальними) властивостями.

Показники механічних властивостей ґрунту для агротехніки і сільськогосподарського машинобудування мають величезне значення. Однак, незважаючи на таке всебічне значення і застосовність показників фізико-механічних властивостей ґрунту, вивченню їх у лабораторних, а тим більше про польові умови, у конкретній виробничій обстановці, не приділяється достатньої уваги. Методика їхнього визначення, перенесена безпосередньо з області ґрунтового будівництва і будівельної механіки, часто без достатнього критичного аналізу, не тільки не допомагає справі розвитку дослідження цих властивостей ґрунту, але часто навіть гальмує роботу.

Фізичні та фізико-механічні властивості ґрунту є змінними величинами і змінюються під впливом внутрішніх і зовнішніх її факторів. Наприклад, той же самий тип ґрунту, але при різній вологості, буде мати різний за силою опір тяговим і ґрунтообробним машинам і знаряддям; той же самий ґрунт при різному культурному його стані (якість попередньої обробки, ступінь засміченості, стерня, пар та інше) буде безумовно в усіх випадках буде надавати різний за величиною опір.

Знання залежності показників опору ґрунту і деформуванню від показників механічних властивостей ґрунту, при різній його вологості, може дозволити механізатору підібрати умови найвигіднішої роботи на даному ґрунті

даним знаряддям.

Задача ґрунтових досліджень в цій області заключається безпосередньо у тому, щоб знайти ці закономірності, вивчити напрямок розвитку процесу, пов'язати їх з конкретними показниками ґрунтообробних машин та знарядь і в першу чергу з енергетичним балансом тракторів.

Показники механічних властивостей ґрунту для агротехніки і сільськогосподарського машинобудування мають величезне значення. Однак, незважаючи на таке всебічне значення і застосовність показників фізико-механічних властивостей ґрунту, вивченню їх у лабораторних, а тим більше про польові умови, у конкретній виробничій обстановці, не приділяється достатньої уваги. Методика їхнього визначення, перенесена безпосередньо з області ґрунтового будівництва і будівельної механіки, часто без достатнього критичного аналізу, не тільки не допомагає справі розвитку дослідження цих властивостей ґрунту, але часто навіть гальмує роботу.

Відомий прилад та спосіб для визначення липкості ґрунту методом зсуву. Зміст способу полягає в переміщенні ґрунту по металевій поверхні за допомогою повзуна та барабана. Зразок ґрунту у формі параліпіпеда встановлюють на пластину, забезпечуючи контакт із розрахунку 10 кПа, утримують вантаж на зразку протягом деякого часу. Після зняття вантажу проводять зсув зразка. Динамографом фіксують величину сили зсуву і за формуюлю визначають липкість ґрунту.

Недолік цього способу: незручність переміщення зразка ґрунту; незручність підготування зразків ґрунтів, що досліджуються; неможливість визначення різноманітних по механічному складу ґрунтів; неможливість використання приладу в польових умовах.

Постановка задачі. В основу приладу було поставлено завдання розширення функціональних можливостей, що об'єднує в собі простоту конструкції та легкість і точність вимірів; можливість використовувати прилад як в лабораторних, так і в польових умовах; можливість досліджувати різноманітний за механічним складом та вологістю ґрунт; змінювати зразки матеріалу, з якого зазвичай виготовляються робочі органи ґрунтообробних машин.

Виклад основного матеріалу. Винахід відноситься до досліджень матеріалів на липкість, а саме до пристроїв для визначення липкості ґрунту.

Схему універсального приладу, призначеного для визначення липкості ґрунту на зсув наведено на рис. 1. Прилад дозволяє проводити досліди як в лабораторних, так і в польових умовах.

Використовують прилад таким чином: у лотку 3 розміщують зразок ґрунту, що досліджується. Одночасно визначають його тип, механічний склад, вологість, щільність та інші технологічні властивості, визначення яких передбачено методикою досліджень. На ґрунті розташовують зразок матеріалу, який використовують при виготовленні робочих органів сільськогосподарських машин. Конструкція приладу дозволяє змінювати зразки матеріалу, стан і форму поверхні, вводити прошарок іншого матеріалу різні конструктивні елементи в зону контакту.

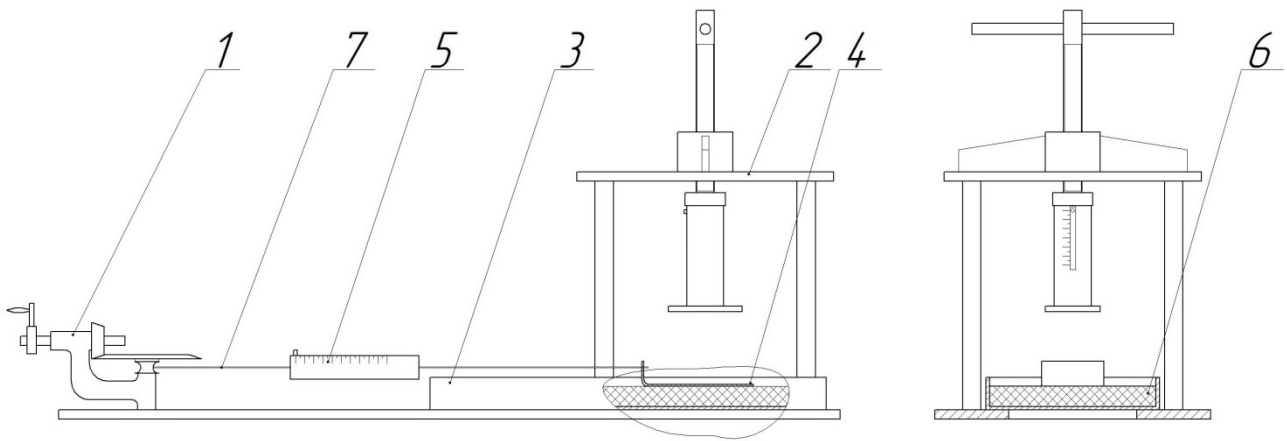


Рис. 1 – Схема приладу для визначення липкості ґрунту на зсув:

1 – передача конічна відкрита; 2 – механізм притискання; 3 – лоток для ґрунту; 4 – лист, що притискається до ґрунту; 5 – динамометр для визначення сили відриву; 6 – ґрунт; 7 – трос

Далі виконують притискання зразка до ґрунту. При цьому, відповідно методиці досліджень, можливі різноманітні режими навантаження, під час яких варіюються такі фактори як сила притискання, час притискання, питомий тиск, циклічне навантаження і таке інше. За допомогою механізму відриву здійснюється зсув зразка матеріалу по ґрунту.

Сила притискання та сила зсуву визначається відповідними вимірювальними приладами.

Для використання приладу у польових умовах треба вийняти лоток з ґрунтом 3, прилад встановити безпосередньо на ґрунт та притиснути зразок матеріалу через отвір до ґрунту.

Загальний вигляд приладу для визначення липкості ґрунту на зсув наведений на рис. 2.

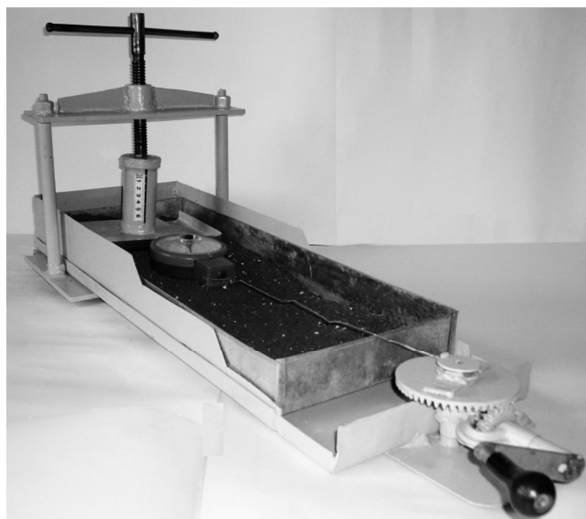


Рис. 2 – Загальний вигляд приладу для визначення липкості на зсув

Висновки. Запропонований прилад дозволяє дослідити на підставі лабораторного і польового матеріалу питання липкості ґрунту, як одне з дуже

важливих питань серед технологічних властивостей і спробувати пов'язати його з роботою робочих органів сільськогосподарських машин, шляхом впровадження заходів, що приводять до зменшення впливу липкості при оранці і як наслідок зниження тягового опору плуга.

Список використаних джерел

1. Рудницький, Є.М. Дослідження липкості ґрунту / Є.М. Рудницький, Г.В. Сергєєва, В.М. Вовченко // Сучасні проблеми агропромислового комплексу: тези доповідей наукової конференції студентів, магістрів та аспірантів. – Х.: ХДТУСГ, 2004. – С. 20-25.
2. Бредун, М.И. Тяговое сопротивление плуга с различными покрытиями корпусов. // Вестник сельскохозяйственной науки, 1963, № 7. – с. 71-73.
3. Мильцев, А.И. Прилипание и трение почвы по металлам и пластмассам. Исследование рабочих органов сельскохозяйственных машин: Тр. Конф. Мол. Учёных. – М.: ВИСХОМ, 1966. – С. 3-15.
4. Вадюнина, А.Ф. Динамика липкости различных типов почв в зависимости от влажности и культурного состояния почв [Текст] / А.Ф. Вадюнина // Почвоведение. – М.: 1939. – №8.
5. Качинский, Н.А. Свойства почвы, как фактор определения условия работы сельскохозяйственных машин [Текст] / Н.А. Качинский // Почвоведение. – М.: 1937. – №8.
6. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів [Текст] / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко. – К. Мета, 2003. – 448 с.
7. Мильцев А.И. Способы борьбы с залипанием плужных корпусов. ЦИНТИАМ. Серия ОС-ХІV-46. – М.: С.-х машиностроение, 1964. – 21 с.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ ПРИБОРА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЛИПКОСТИ ПОЧВЫ НА СДВИГ

Калюжный А. Рудницький Е.

Приведено обоснование прибора для исследования липкости почвы на сдвиг.

Abstract

RATIONALE FOR DEVICE FOR THE DETERMINATION THE STICKINESS SOILS OF SHEAR

A. Kalyuzhniy, Y. Rudnytskiy

The substantiation of the the device for exploring the stickiness of the soil shear.

ОЦІНКА КЛЮЧОВИХ ФАКТОРІВ ТРАНСФЕРУ ТЕХНОЛОГІЙ В ГАЛУЗІ РОСЛИННИЦТВА

Тимчук В.М., к.с.г.н., Токарь І.В., к.с.г.н.

Інститут рослинництва імені В.Я. Юр'єва НААН

Осіпова Л.С., к.с.г.н., доц.

ХНТУСГ імені Петра Василенка

В статті проаналізовані основні чинники трансферу технологічних інновацій в галузі рослинництва. Виділено ключові моменти та підходи щодо переходу на рівень стандартизованих сировинних ресурсів та трансфер цілісних технологій.

Постановка проблеми. На відміну від інших галузей народного господарства в АПК ще недостатньо відпрацьованими та адаптованими є відповідні підходи та механізми ефективної реалізації потенціалу наукоємної продукції як провідної складової трансферного процесу. Згідно розробленого раніше алгоритму I⁴ умовою ефективного трансферу є органічне поєднання інтелектуальних чинників, інформації, обігу та користування інноваціями, залучення інвестицій та інтеграція. З іншого боку технології як найбільш сконцентрований об'єкт трансферу мають містити достатній рівень компенсаторики і забезпечувати стаке отримання задекларованого кінцевого результату.

В системі практичного переходу на рівень трансферу цілісних технологій або їх елементів одну з провідних позицій має займати система що базується на конкурентоспроможній та інноваційній основі створеної в рамках наукового процесу наукоємної продукції. На сьогодні ординарне надання консультативної допомоги з позицій діючих технологій вже не може в повній мірі забезпечити для виробничника (акцептора) стаке отримання кінцевих результатів (рівень врожайності, економічної ефективності тощо).

За результатами проведеного моніторингу рівня ефективності використання складових технологій в галузі рослинництва на рівні Харківської області встановлено, що по більшості основних культур (об'єктів комерційного використання) реалізація генетичного потенціалу продуктивності (РГПП) становить близько 45-55 % і тільки по окремим сягає 60 % при потенційному рівні РГПП 70-80 %. При цьому сегмент агровиробників реально готових до повноцінного трансферу технологій на сьогодні ще не є визначальним. В нинішніх умовах тільки за рахунок підвищення рівня РГПП, технологічної дисципліни та системи організаційних заходів може відбутися створення необхідних умов і попиту на трансфер цілісних технологій. В цьому сенсі виникає досить гостре питання щодо підвищення ефективності використання об'єктів трансферу як дієвого виробничого ресурсу.

В рамках розробки методології трансферу технологічних інновацій на провідні позиції виходить перехід з ординарного виробництва на рівень стандартизованих сировинних ресурсів достатньо добре інтегрованих в переробну, харчову, технічну та фармакологічну галузі, що в свою чергу викликає необхідність більш серйозної роботи з наукоємною продукцією.

Методика досліджень. Предметом досліджень визначено інноваційні розробки в галузі рослинництва як об'єкти трансферу в АПВ. При розробці робочих моделей інноваційних напрямів в галузі рослинництва виходили з урахування позицій організації, структурної та ієрархічної побудови систем, формалізації та системного підходу. В процесі вирішення поставлених завдань використовували відповідні методи дослідження - діалектичний метод пізнання, абстрактно-логічний, монографічний, розрахунково-конструктивний, економіко-статистичний, графічний, моделювання та інші методи.

Основні джерела одержання необхідної інформації - статистичні звіти Держкомстату України; звіти бухгалтерського обліку науково-дослідних установ, дослідних господарств та агроформувань – виробників елітного та репродукційного насіння; оперативні дані Департаменту агропромислового розвитку Харківської обласної державної адміністрації. Використовували літературні джерела та наукові розробки вітчизняних та зарубіжних вчених-аграрників, нормативні акти та інструктивні положення з питань ринкових відносин в аграрному секторі та насіннєвій галузі.

Результати досліджень. В умовах економічних та організаційних трансформацій функціонування аграрної науки як оригінатора ОПВ та активного гравця на ринку наукоємної продукції і консалтингових послуг важливого значення набувають ефективність, системність та практична реалізація конкурентних переваг. На сьогодні задекларований перехід на інноваційну модель розвитку в АПК України потребує значних зусиль особливо щодо переходу в площину технологічності та виходу на рівень трансферу в АПВ та несуміжні галузі. Саме в цих сегментах виробників з підвищеною вірогідністю можна очікувати наявність попиту на об'єкти трансферу та їх інформаційне і наукове супроводження.

Починаючи з 2008 року, в галузі рослинництва все більше простежується фаза зростання, що зумовлює відповідне формування попиту на нове покоління технологій і технічних рішень. Якщо до 2008 року включно говорити про наявність інформаційного на наукового супроводження, як дієвого виробничого ресурсу і активного комерційного продукту, можна переважно фрагментарно, то з початком фази зростання намітилися тенденції до більш ефективного використання земельних та інших ресурсів і, як наслідок, необхідність відповідних трансформацій установ оригінаторів ОПВ.

Проведений аналіз потенційних споживачів селекційно-насінницьких та технологічних інновацій в Україні за рівнем рентабельності виробництва зернових та зернобобових культур (модельний об'єкт) виділяє їх концентрацію в сегменті рентабельності від 20,1 % до 100 % – як відсоток до загальної чисельності - 40,7 %, так і за відсоток до загального чистого доходу – 53,0 %.

Аналіз сучасного технологічного стану і потенціалу виробників України

через показники урожайності та посівних площ (зернові і зернобобові культури) свідчить, що основний сегмент займають суб'єкти господарювання з площами до 250 га (76 %), натомість посівними площами понад 3000 га володіють до 3 % виробників. Показники середньо багаторічної урожайності пшениці озимої знаходяться в сегменті виробників з посівними площами 500–1000 га. Тобто, підвищеними аргументованими очікуваннями щодо потенціалу і перспектив запровадження (трансферу) технологій (елементів технологій) характеризуються агровиробники з посівними площами понад 500 га. При цьому трансфер цілісних технологій найбільш очікуваним є в сегментах господарств з площами понад 2 тис. га, а технологій інтегрованих в інші галузі – з площами понад 3 тис. га.

В рамках забезпечення необхідного рівня конкурентоздатності та здійснення ефективного трансферу велике значення приділяється дотриманню відповідного рівня наукоємної продукції. Проведене дослідження одинадцяти потенційних об'єктів трансферу, на яких спеціалізується ІР НААН (2011-2013 рр.), продемонструвало, що в середньому за три роки рівень інноваційності по установі становив 47,1 % та наявність значної нерівномірності при створенні селекційних інновацій. Серед культур, які характеризувалися найбільш стабільним проявом рівня інноваційності та перевищували середній показник по генеральній вибірці (47,1 %), виділяються соняшник, кукурудза та пшениця озима.

Виходячи з вищезначеного, можна виділити серед об'єктів трансферу першу групу культур – соняшник, кукурудзу та пшеницю озиму, по яких найбільш обґрунтованою і аргументованою простежуються спеціалізація та потенціал наступного трансферу. При цьому слід зазначити, що по соняшнику і кукурудзі (гібридна основа селекції) враховували і батьківські компоненти. По культурах другої групи – жито озиме (гібридна та сортова основа селекції), тритикале яре, ячмінь ярий, горох та просо (сортова основа селекції) виділяється значний потенціал, реалізація якого потребує більш системної роботи за конкурентоспроможними напрямками. По третій групі – пшениця яра, тритикале озиме та соя (сортова основа селекції) - потрібен поглиблений аналіз і перегляд напрямів і моделей селекції.

В цілому по об'єктах трансферу генеральної вибірки актуальна проблема переходу на рівень стандартизованих сировинних ресурсів та їх інтеграції в інші галузі. Стратегічно важливою проблемою також визначається рівень технологічності та конкурентних переваг, без яких досить складно очікувати ефективної реалізації генетичного потенціалу продуктивності (РГПП) та гарантованих кінцевих результатів в рамках цілісних технологій. Найменшою часткою інновацій характеризувалися тритикале озиме - 28,5 %, соя – 33,3 % та пшениця яра – 42,8 %, що зумовлює необхідність корегування та активізації селекційного та трансферного процесу за інноваційними напрямками.

Під рівень підвищеної реалізації конкурентних переваг (життєвий цикл інновацій плюс інтенсивна фаза рядових розробок) підпадає 60,1 % ОПВ ЦНЗ АПВ Харківської області, а під рівень ординарної реалізації (екстенсивна фаза

рядових розробок плюс понад десять років) – 39,9 %. Тобто, визначальним за обсягами ОПВ є рівень підвищеної реалізації конкурентних переваг, що можна розглядати як свідчення інноваційного вектору розвитку. В цілому, для більш системної реалізації інноваційно-інвестиційного вектору в ближньостроковій та середньостроковій перспективі стратегічно важливим є вихід на співвідношення 70:30.

Одним з ключових та стратегічних блоків, що потребує вирішення, є нормування і регламентація обігу та комерційного використання інформаційно-консультативного ресурсу як специфічного товару в системі трансферу інновацій. В цьому сенсі простежується значна неузгодженість в засадах задекларованої комерційної реалізації розробок типу «ноу-хау» установами оригінаторами ОПВ, з одного боку, та їх використанням за адміністративними схемами, з іншого.

Аналізуючи сучасний стан, мотиваційні механізми, ресурсне забезпечення та ефективність реалізації потенціалу трансферу інновацій в українському агропромисловому виробництві, достатньо очевидною є наявність цілого кола проблем. За групуванням проблематику можна умовно розділити на внутрішній і зовнішній блоки. При цьому в межах блоків враховуються ієрархія чинників та відповідність до базових положень наскрізної координації. Розгляд з цієї точки зору вітчизняного агропромислового виробництва в блоці з аграрною наукою та зародками інноваційної системи свідчить, що практичної альтернативи переходу з точкових інновацій, як елементів технологій, на рівень цілісних технологій, як об'єктів трансферу, практично не існує.

Для умов вітчизняного АПК важливого значення відіграє і розробка вищеозначених напрямів і їх адаптація до рівня сприйняття розробниками та користувачами інновацій. Специфічним базовим науковим продуктом в галузі рослинництва є селекційно-насінницькі чинники технологій, а серед пріоритетних напрямів виконання завдання виділяється підвищення ефективності використання наукового потенціалу та наукоємної продукції в галузі рослинництва за рахунок відпрацювання складових трансферного процесу.

Розроблені підходи і алгоритми пройшли відповідну апробацію і використані в «Комплексній програмі інноваційно-інвестиційного розвитку АПВ Харківської області в період до 2020 року», ряді регіональних галузевих програм та інноваційно-інвестиційних проектів. В умовах вищеозначеної трансформації аграрного сектору економіки та запровадженні інноваційних засад розвитку галузі рослинництва важливого значення набувають відпрацьовані механізми ефективного та системного використання наявного інноваційно спрямованого наукового потенціалу.

Висновки. 1. За рівнем технологічного забезпечення галузі рослинництва Україна знаходиться в групі країн, що наздоганяють. При цьому наявний потенціал і динаміка процесів дають аргументовані підстави підвищення в середньостроковій перспективі інноваційного рівня та інвестиційної привабливості аграрного сектору України.

2. Розробка напрямів методологічного забезпечення трансферу інновацій в АПВ є специфічним продуктом зі значною динамікою зростаючого попиту.

3. В сучасних умовах перехід на рівень стандартизованих сировинних ресурсів та трансфер цілісних технологій розглядаються як стратегічні напрями забезпечення інноваційного розвитку вітчизняного АПК.

Список використаних джерел

1. Азізов С. П. Організація аграрного виробництва і бізнесу / С. П. Азізов, П.К. Канінський. – К. : Фенікс, 2006. – 790 с.
2. Мамалига С. В., Причепа Г. В. Агроткетинг: існуючі проблеми та шляхи їх подолання / С. В. Мамалига, Г. В. Причепа // Економіка АПК. – 2011. - № 2 (22). – С.94-98.
3. Захарчук О.В. Теоретико-методологічні та практичні основи функціонування ринку рослин.– К.: «Алефа», 2009.–С.79-104.
4. Кропивко В. Продовольча безпека країни: стан та перспективи / Валентина Кропивко // Матеріали інтернет-конференції 20-21 жовтня 2011 р. Тернопільський інститут АПВ НААН – секція 5. Економічні науки. [Інтернет ресурс]. Режим доступа: <http://www.confaiapv.at.ua/>
5. Чабан В.Г. Інновації як умова підвищення конкурентоспроможності аграрного сектору / В.Г. Чабан // Економіка АПК. – 2006. - № 7. – С.68-72.

Аннотація

ОЦЕНКА КЛЮЧЕВЫХ ФАКТОРОВ ТРАНСФЕРА ТЕХНОЛОГИЙ В ОТРАСЛИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

Тымчук В., Токарь И., Осипова Л.

В статье проанализированы основные факторы трансфера технологических инноваций в отрасли растениеводства. Выделены ключевые моменты и подходы относительно перехода на уровень стандартизированных сырьевых ресурсов и трансфера целосных технологий.

Abstract

THE MAIN FACTORS EVALUATION'S OF TECHNOLOGIES TRANSFER IN PLANT PRODUCTION

V. Tymchuk, I. Tokar, L. Osipova

The paper analyzed the main factors of the technological innovation's transfer in plant production. The key points to the transition to the level of standardized raw resources and integrity of technology transfer were highlighted and approached.

АНАЛІЗ ЕТАПІВ РОСТУ І РОЗВИТКУ РОСЛИНИ ЯК ОСНОВА ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ КОМПЛЕКСІВ МАШИН ТА ЇХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Зубко В.М., к.т.н.

Сумський національний аграрний університет

Стаття присвячена питанню підвищення біологічної та «залікової» врожайності озимої пшениці, шляхом забезпечення оптимальних умов для росту і розвитку рослини.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Проблема полягає в тому, що без знань коли і чого саме вимагає рослина при розвитку та збиранні, за рахунок неякісного і несвоєчасного, а подекуди і зовсім незабезпечення потреб рослини, спостерігається високий недобір врожаю, що веде до зростання собівартості кінцевої продукції, збільшення засміченості поля і, як результат, до зростання витрат на його післязбиральний обробіток.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналізуючи історію з початку минулого століття – революції, голодомори, дві світові війни, постійні перебудови забрали найбільшу кількість населення. В той же час населення, земного шару збільшується і через декілька десятиліть буде становити близько дев'яти мільярдів чоловік, а це критична чисельність, яку може прогодувати земля. Якщо у 1950 році у світі на 1 га землі припадало менше 2 чоловік, у 2000 році – більше 4, то вже у 2030 році їх буде більше 7 чоловік. Стає очевидним, що найбільш прибутковим бізнесом є виробництво продукції рослинництва [0].

При вирощуванні зернових культур завжди виділяють дві складові врожаю: основна продукція – зерно та побічна – солома. Зібраний врожай зернових є головним джерелом для виробництва продуктів харчування для людства, високоенергетичних та продуктивних кормів для різних сільськогосподарських тварин, використовується як сировина для промисловості і для отримання біоенергії [0].

Зернові культури у світі займають близько 35% земель, які використовуються у рослинництві. Внаслідок використання численних видів, форм і сортів ярих та озимих зернових культур, отриманих селекційним шляхом, вирощування їх можливе при різних ґрунтових і кліматичних умовах. Тому частка зернових в ріллі на легких і важких ґрунтах, а також в умовах аридних і гумідних зон відносно рівномірна, хоча врожайність коливається у досить великому діапазоні. На частку зернових в ріллі великий вплив мають економічні умови [0].

В технології виробництва с.-г. культур механізація технологічних процесів займає особливе місце. У наукових працях Погорілого Л.В. [0], Натанзона І.Й. [0], Фінна Е.А., Діденка М.К., Мельника І.І. та інших були глибоко досліджені питання комплектування машинних агрегатів для обґрунтування раціональних комплексів машин та машинно-тракторного парку,

розроблені методики обґрунтування раціонального складу комплексу машин для виробництва с.-г. культур з урахуванням різних критеріїв оптимізації.

Дослідженнями А. А. Демка встановлено, що сьгоднішнє забезпечення агропідприємств комбайнами не відповідає потребі та вимогам сільськогосподарських культур стосовно виду і сорту, а наявні – гранично застарілі та спрацьовані, що веде до зниження врожаю під час збирання культур.

Тому сьогодні, як ніколи, є актуальним питання якості виконання механізованих технологічних операцій, відповідності машин і їх робочих органів потребам рослини. Від того, на скільки «вірно» будуть вибрані енергетичний засіб та с.-г. машина, залежить і ефективність ведення господарювання, і вплив на екологію, і спадок майбутньому поколінню.

Формулювання мети статті. Метою даної статті є вивчити як розвивається рослин для того, щоб в подальшому підібрати машини, які будуть якісно виконувати механізовані технологічні операції для забезпечення всіх потреб рослини.

Виклад основного матеріалу. Вирощування будь-якої сільськогосподарської культури складний і відповідальний процес. За умови, якщо господар хоче отримати гарний врожай у кількісному та якісному відношеннях, необхідно досконало вивчити всі необхідні умови забезпечення життєдіяльності рослини.

Для початку необхідно чітко виокремити чотири основні етапи виробництва продукції рослинництва, так на прикладі зернових такими є: підготовка ґрунту, посів, накопичення енергії рослиною, збереження накопиченої маси (рис. 1).

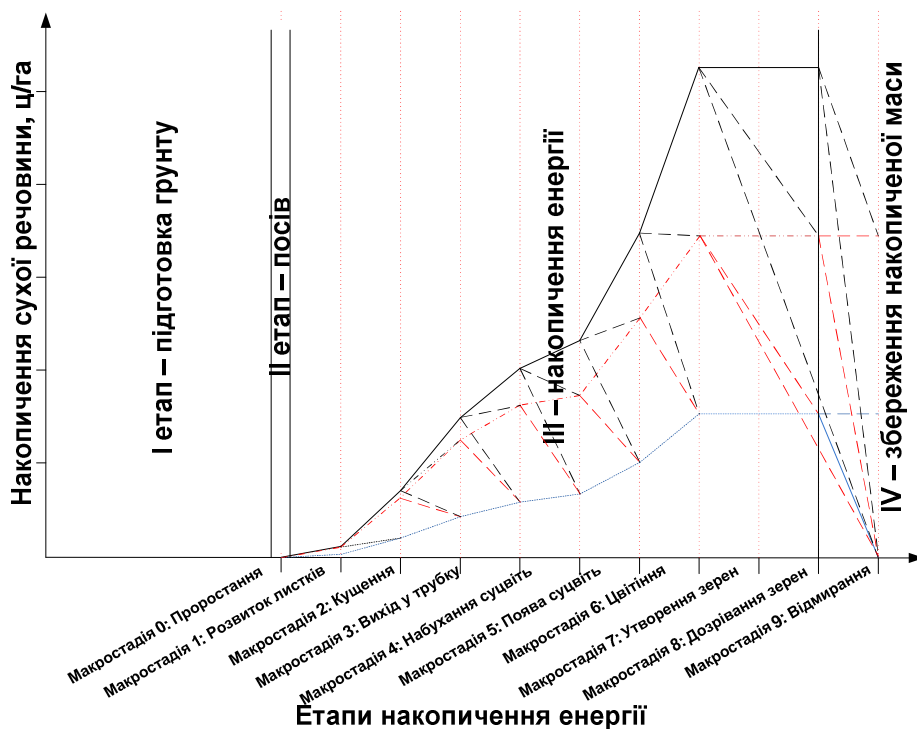


Рис. 1 – Етапи росту і розвитку озимій пшениці

На рис. 1 є лінії, які вказують на наступне:

(——) – накопичення максимальної кількості енергії при забезпеченні всіх умов для рослини;

(- - - - -) – накопичення енергії за умови виконання всіх агрономічних прийомів у встановлені агростроки та якісні показники;

(.....) – накопичення енергії за умови виконання мінімальних агрономічних прийомів у встановлені агростроки та якісні показники;

(-----) та (- - - - -) – вказують можливі варіанти формування врожаю на кожній фазі органогенезу за умови забезпечення всіх необхідних потреб рослини (рухається у напрямку накопичення енергії), забезпечення всіх необхідних потреб рослини, але з певними порушеннями якості внесення та термінів (рухається у напрямку часткового зниження інтенсивності накопичення енергії) та забезпечення необхідних потреб рослини, але з порушеннями якості внесення та термінів (рухається у напрямку інтенсивного зниження накопичення енергії).

Перший етап для рослини є дуже важливим, адже саме попереднє дослідження з подальшою підготовкою ґрунту забезпечує оптимальне створення умов для розвитку рослини. На першому етапі необхідно вивчити на основі попередніх досліджень і розробок фахівців наступне:

- тип ґрунту на площі, де планується вирощування озимої пшениці;
- вміст хімічних сполук та їх доступність для культури;
- баланс гумусу;
- засміченість бур'янами, шкідниками та хворобами;
- рН ґрунту;
- вміст присутньої біоти;
- проаналізувати негативні явища, які супроводжували вирощування попередників, і усунути їх при вирощуванні озимої пшениці.

Інтенсивність росту рослини, реалізація біологічного потенціалу, а також засмічення ґрунту невикористаними хімічними сполуками (як мінеральних добрив так і засобів захисту рослин), ущільнення верхнього шару ґрунту і прогресування утворення плужної підшви, негативні явища пов'язані з ерозійними процесами ґрунту – всі ці процеси будуть змінювати активність розвитку рослини в залежності від (біологічного, агрономічного, механічного) підходу товаровиробника для створення оптимальних умов для рослини.

Після отриманих результатів аналізу ґрунту необхідно підібрати сорт, який по сумі температур регіону зможе сформувати максимальну врожайність, буде стійкий до основних хвороб, стресових факторів і негативних явищ ґрунтово-кліматичних умов та у відповідних умовах зможе мати високий приріст врожайності.

Другий етап вивчає як доставити насінини у ґрунт, на яку глибину, яке повинно бути середовище, як створити контакт насінини з цим середовищем, іншими словами як створити оптимальні умови для насінини. Для цього в першу чергу необхідно:

- визначити, якими стартовими елементами необхідно обробити посівний матеріал;

- яке насіннєве ложе повинно бути сформоване для насіння;
- на яку глибину необхідно проводити посів;
- яка норма висіву для даного сорту і конкретних умов забезпечить оптимальне накопичення енергії;
- яка повинна бути ширина міжрядь.

На третьому етапі для накопичення енергії і тим самим формування максимального врожаю необхідно проаналізувати:

- дослідити і проаналізувати необхідні умови для росту і розвитку рослини;
- встановити по кожній фазі органогенезу необхідні умови для рослини, які пов'язані і з оптимальною кількістю хімічних сполук в прикореневій зоні (по глибині і віддалі від основного стебла), і з агрегатним (фізичним) станом ґрунту, і з кількістю продуктивної вологи у ґрунті;
- визначити, яким повинен бути препарат за хімічним складом та яким чином доставити його до «споживача», чи то листка, чи то коріння, щоб забезпечити оптимальну його дію.

Четвертий етап розвитку рослини характеризує збереження накопиченої маси, адже мало виростити врожай, важливо його зібрати з мінімальними втратами його фізичного обсягу та якісних показників зернової маси.

За результатами проведених досліджень в тісній співпраці з проф. Мельником І.І. висунута гіпотеза про те, що якщо я знаю коли, як і чим впливати на кожному етапі росту і розвитку рослини, то, за умови якісного виконання механізованих технологічних операцій, точно забезпечу всі умови для отримання максимальної врожайності. Знання на кожному етапі в процесі росту і розвитку рослини дозволить визначити, підібрати або розробити відповідні робочі органи для якісного виконання механізованих технологічних операцій, підібрати машини і оптимізувати комплекс машин і машинний парк.

Висновки. 1. На основі проведених досліджень, щодо потреб народонаселення світу, встановлено, що потреби у продукції рослинництва, зокрема зернових, стрімко зростає. Це пов'язано зі стрімким зростанням чисельності населення та за зміною структури харчування (вживання більшої кількості продукції тваринництва). Також продукцію зернових культур використовують не тільки для харчування, а й для отримання альтернативної енергії, виробництва крохмалю для харчової і хімічної промисловості. Доцільним є вирощування зернових і для покращення екологічної складової життєдіяльності людини. Всі ці фактори з кожним роком підвищують важливість і розширюють площі під зернові. 2. Аналізом літературних джерел та на основі власних досліджень доведено, що на сьогодні ефективність вирощування зернових знаходиться на дуже низькому рівні. Великі втрати зерна супроводжують низьку рентабельність і додаткове засмічення полів рослинністю. Сьогоднішня врожайність на рівні 60-80 ц/га це близько 30 % від біологічної врожайності рослин. Дослідження фаз розвитку озимої пшениці дає можливість встановити ті контрольні точки, в яких ми отримуємо втрати, тому їх подальше дослідження забезпечить не лише зберігання врожаю на сьогоднішній день, а й дасть можливість підвищити його за рахунок

агроприймів та більш ефективного використання техніки. 3. На основі отриманих результатів висунуто гіпотезу підвищення врожайності озимої пшениці шляхом забезпечення всіх необхідних умов для накопичення енергії та активного росту і розвитку рослини.

Список використаних джерел

1. Зелінський М.З. Земля і воля. Посібник для аграріїв – патріотів України / Микола Здіславович Зелінський / ЧП Бевз, 2010. – 116 с.
2. Зубко В.М. Особливості формування біологічної врожайності озимої пшениці /В. М. Зубко// Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2013. – Вип. 185, ч. 3. – С. 328-334.
3. Дитер Шпаар и др. (Выращивание, уборка, доработка и использование)/ Под общей редакцией Д. Шпаара. – М.: ИД ООО «DLV АГРОДЕЛО», 2008 – 656 с.
4. Погорельый Л. В. Применение методов системного анализа при испытаниях сельскохозяйственной техники / Л. В. Погорельый, В. В. Брей // Обзорная информация ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”. – М. : ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”, 1976. – 68 с.
5. 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.

Аннотация

АНАЛИЗ ЭТАПОВ РОСТА И РАЗВИТИЯ РАСТЕНИЯ КАК ОСНОВА ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОМПЛЕКСОВ МАШИН И ИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Зубко В.

Статья посвящена вопросу повышения биологической и «зачетной» урожайности озимой пшеницы, путем обеспечения оптимальных условий для роста и развития растения.

Abstract

ANALYSIS PHASES OF PLANT GROWTH AND DEVELOPMENT AS A BASIS FOR THE DESIGN OF COMPLEX MACHINES AND THEIR WORKING BODIES

V. Zubko

This article is devoted to the issue of increasing biological and "record" yield of winter wheat by providing optimal conditions for the growth and development of plants.

МОДЕЛЮВАННЯ ТОЧНОСТІ ПРИ ОБРОБЦІ НА ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

**Юдовинський В.Б., к.т.н., Кюрчев С.В., к.т.н., Пенцов О.В., к.т.н.
Мирненко Ю.П., інженер**

Таврійський державний агротехнологічний університет

Робота присвячена моделюванню точності при обробці на токарних верстатах зі збільшенням термінів експлуатації токарно-гвинторізних верстатів. Встановлена величина зміщення вершини різця із-за нерівномірного зносу граней напрямних станини верстата.

Постановка проблеми. У зв'язку з підвищенням робочих параметрів сучасних машин (швидкостей, тисків, температур і т. д.) безперервно підвищуються і вимоги до точності механічної обробки окремих деталей.

Розраховуючи і проектуючи деталі машин, конструктор надає їм певні форми і розміри, що відповідають найкращим експлуатаційним властивостям, найбільшій довговічності і надійності. Проте у процесі виготовлення на металорізальних верстатах не представляється можливим отримати абсолютно точні деталі. Виникають погрішності в розмірах, формі поверхонь і їх взаємному розташуванні.

Чим менше ці погрішності, тим вище експлуатаційні якості деталей, але тим складніше і дорожче їх виготовлення. Загальним завданням, що стоїть перед машинобудівною промисловістю, є отримання можливо більш високої точності деталей, що виготовляються, при мінімальній їх вартості.

Аналіз останніх досліджень. Питанням зміни точності обробки з роками експлуатації верстатів присвячено багато робіт [1,2,3].

Для того, щоб погрішності виготовлення знаходилися у допустимих межах (виходячи з необхідних експлуатаційних властивостей деталей і з'єднань), на розміри і форму деталей встановлюються допуски, які обмежують допустимі відхилення (погрішності) від встановлених розмірів і форм.[4].

Для того щоб похибки виготовлення знаходилися у допустимих межах (виходячи із необхідних експлуатаційних властивостей деталей і з'єднань), на розміри і форму деталей встановлюються допуски, які обмежують допустимі відхилення (похибки) від встановлених розмірів і форм [4].

Зростання похибок обробки з часом пояснюється зносом основних вузлів і деталей верстата. Особливу роль у змінні обробки грає знос напрямних ковзання станини і супорта верстату.

Формулювання цілей статті. Метою статті є моделювання точності при обробці на токарних верстатах у виробничих умовах, з встановленням параметрів похибки.

Основна частина. Була проведена перевірка динаміки зносу всіх граней напрямних токарно-гвинторізного верстатів у кількості 9 штук. Спостереження

проводилися на нових верстата протягом 8 місяців у виробничих умовах дозволили отримати уявлення про характер зносу окремих граней напрямних станин моделі 1К62 (Рисунок 1).

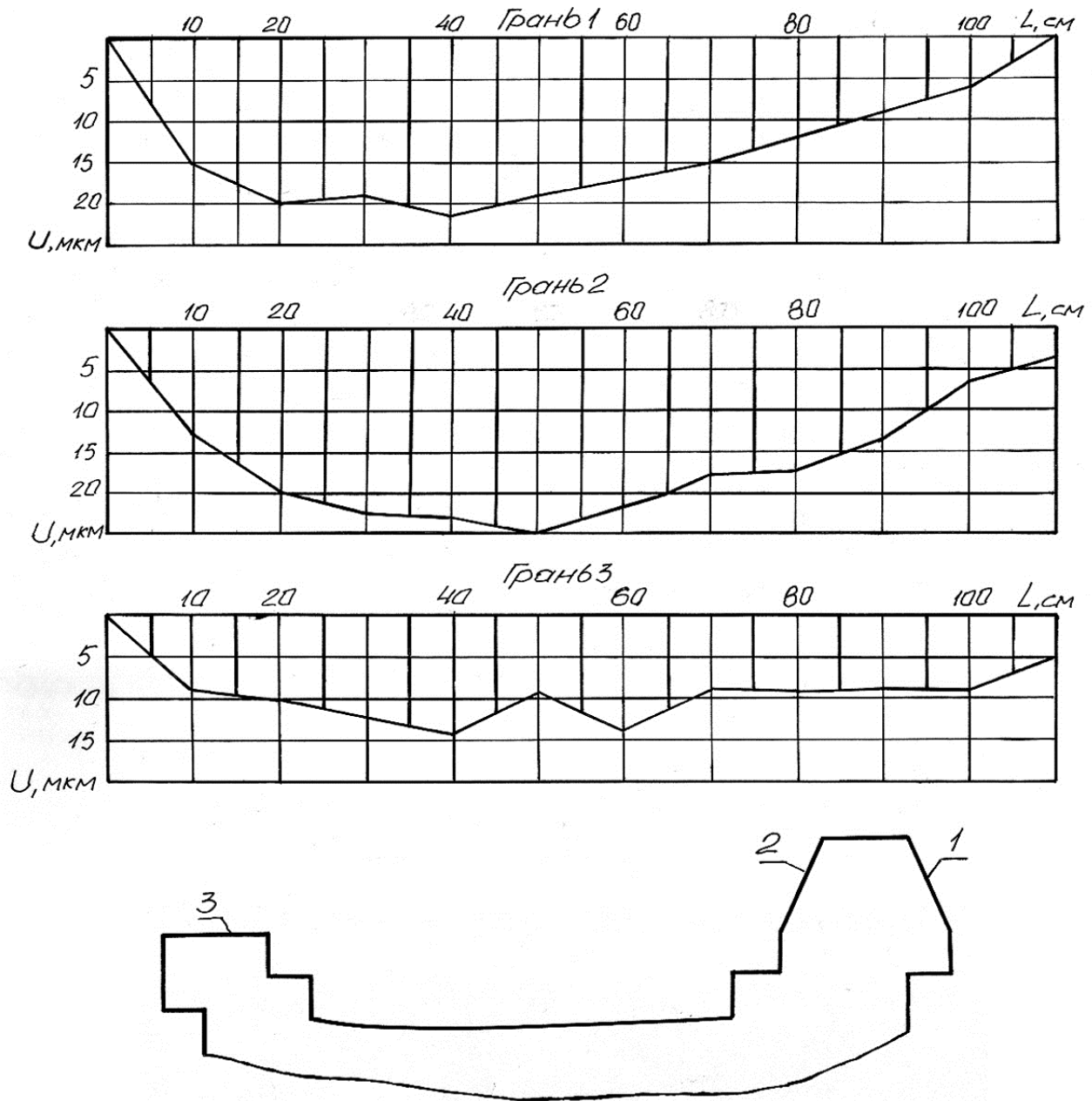


Рис. 1 – Епюри зносу граней напрямних станини токарно-гвинторізних верстатів моделі 1К62

Знос граней напрямних токарно-гвинторізних верстатів у процесі експлуатації визначався методом вирізання лунок за допомогою зносоміра моделі 954. На кожній грані напрямних верстата вирізувалося по 12 лунок через кожні 100 мм.

Цей аналіз дозволив розрахувати коефіцієнти зносу K_U матеріалів напрямних станини верстата, який є узагальненим показником швидкісних, силових і конструктивних параметрів процесу зношування. Дані розрахунків представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Середні значення коефіцієнтів зносу трьох граней напрямних токарно-гвинторізних верстатів 1К62

Номер верстату	Розрахункова довжина обробки, мм	Число ходів N, шт	Шлях тертя S, км	Щільність завантаження, шт/міс.	Коефіцієнт зносу			Середній по трьом граням $K_{U\text{CP}}$
					$K_{U1} \times 10^{-5}$	$K_{U2} \times 10^{-5}$	$K_{U3} \times 10^{-5}$	
1	39,5	10606	1,68		11,8	11,9	37,3	
2	40,3	13595	2,2	1326	5,38	4,08	20,4	20,3
3	41,5	15480	2,56	1699	3,98	2,92	11,65	9,90
4	37,9	16568	2,52	1936	5,66	3,53	13,2	6,20
5	37,3	25667	3,84	2071	2,48	1,95	12,0	7,40
6	44,7	30960	5,54	3208	2,65	2,19	14,5	5,50
7	38,3	33120	5,08	3870	2,94	2,43	17,0	6,40
8	43,7	32000	5,60	4140	2,72	2,21	13,0	7,40
9	32,3	24400	3,15	4000	2,20	1,86	10,5	5,90
X	39,5	22480	3,57	3050	4,22	3,6	16,6	4,80
σ					2,86	2,99	3,83	

Коефіцієнт зносу дозволяє прогнозувати величину зносу граней напрямних. Графічно це прогнозування зносу граней напрямних токарного верстата представлено на рисунку 2.

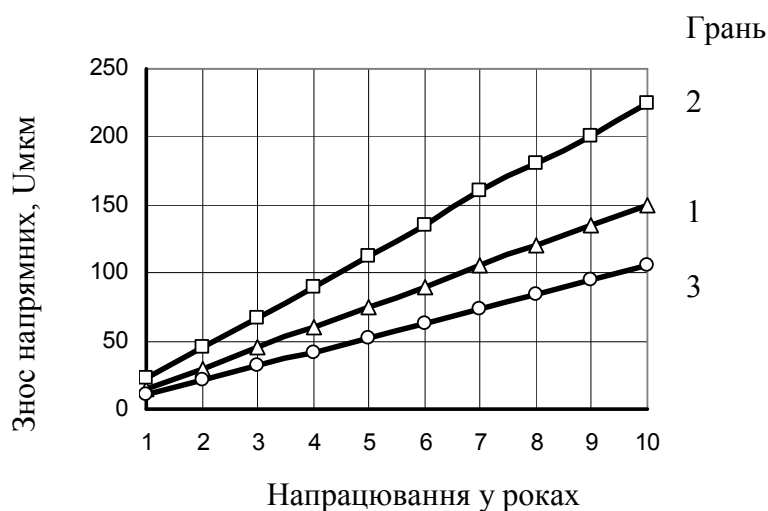


Рис. 2 – Вплив напрацювання верстату на величину зносу граней напрямних станини токарного верстату

Знос різних граней напрямних станини токарного верстату сильно впливає на точність обробки, яка залежить від точності установки і руху вершини різця.

З рисунка 1 видно, що знос всіх граней напрямних верстата різний. Особливо інтенсивно зношуються грані на призматичних напрямних. Максимальний знос спостерігається на межі призматичної направляючої з боку шпинделя. Такий знос напрямних призведе до зміни траєкторії руху вершини різця. Схема зміни положення вершини різця за зносу граней направляючих представлена на рисунку 3.

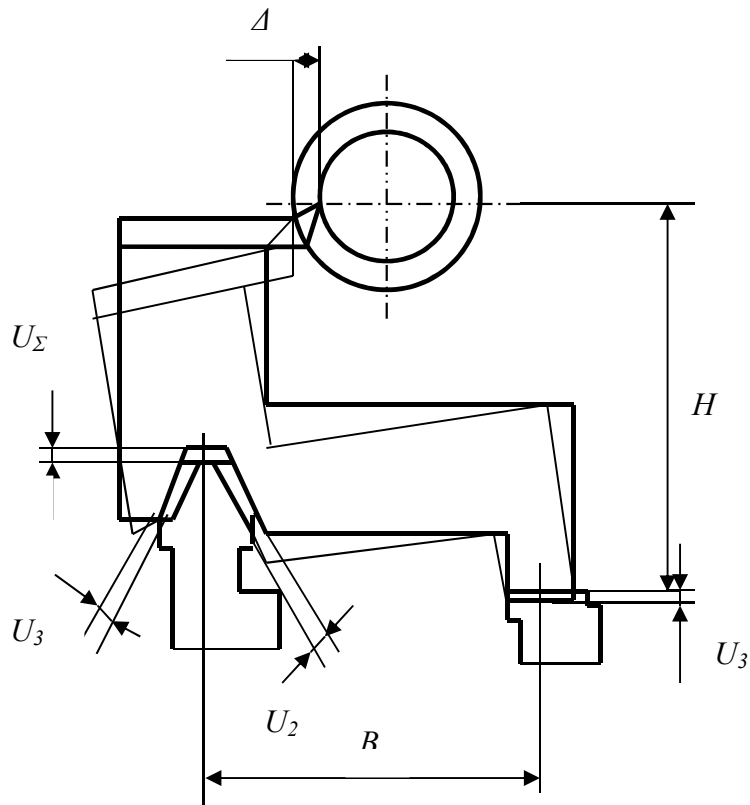


Рис. 3 – Схема зміни положення різця за рахунок зносу граней напрямних токарного верстату

З представленої схеми видно, що за рахунок різниці зносу граней напрямних станини, вершина різця зміщується у вертикальній і горизонтальній площинах.

Горизонтальне зміщення вершини різця за рахунок зносу граней напрямних виражається залежністю:

$$h_r = \frac{U_2 \cdot H}{B}$$

де: U_2 – знос внутрішньої частини призматичної напрямної станини;
 H – висота центрів верстата;
 B – відстань між напрямними станини.

Вертикальний зсув вершини різця за рахунок зносу граней напрямних виражається залежністю:

$$h_{\text{вБ}} = \frac{(U_2 + U_3) \cdot (B - D)}{2B}$$

де: U_1 – знос зовнішньої грані призматичної напрямної станини;
 D – діаметр оброблюваної деталі.

Тоді, сумарне зміщення вершини різця за рахунок зносу граней напрямних станини буде :

$$\Delta = \sqrt{\left[\frac{(U_2 + U_3) \cdot (B - D)}{2B} \right]^2 + \left(\frac{U_2 \cdot H}{B} \right)^2}$$

Отже, на величину зміщення вершини різця впливають: геометричні параметри верстата, діаметр оброблюваної деталі і знос граней напрямних станини верстата. Зсув вершини різця за зносу граней напрямних станини протягом 10 років роботи представлений на рисунку 4

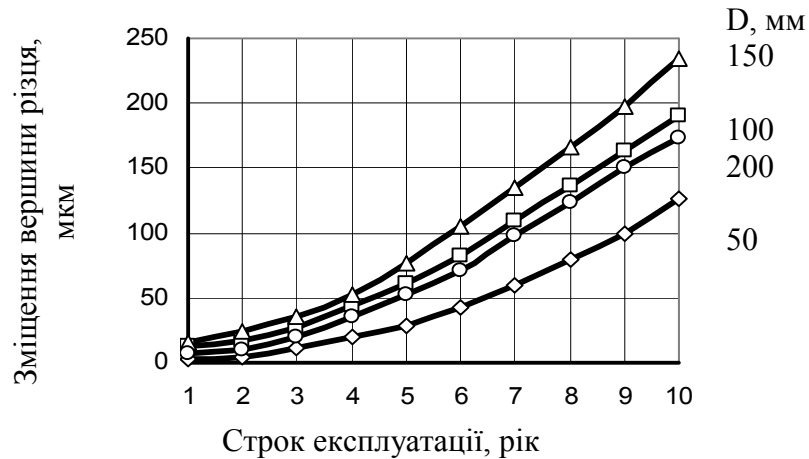


Рис. 4 – Зміщення вершини різця за зносу граней напрямних станини за строк експлуатації 10 років при обробці деталі діаметром от 50 до 200 мм

Звідки видно, що із збільшенням терміну експлуатації верстата, збільшується похибка обробки. Вплив діаметра оброблюваної деталі на похибку обробки, пов'язаної зі зміщенням вершини різця за зносу граней напрямних станини представлено на рисунку 5.

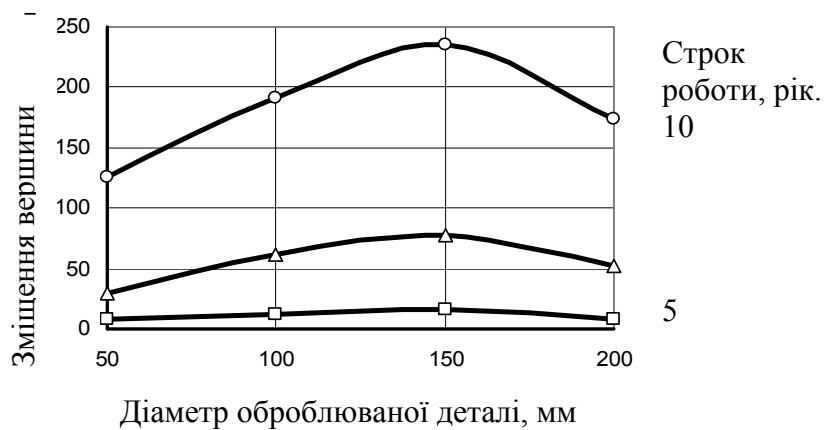


Рис. 5 – Вплив діаметра оброблюваної деталі на погрішність обробки із збільшенням строку експлуатації

З рисунка 5 видно, що максимальна похибка обробки спостерігається у оброблюваних деталях, що мають діаметр 150 мм.

Зі збільшенням терміну експлуатації токарно-гвинторізних верстатів, похибка обробки зростає.

Нерівномірність зносу граней напрямних по довжині станини токарного верстата, дозволяє зробити наступні висновки.

Висновки 1. На нових верстатах можна обробляти деталі підвищеної точності і великих довжин з похибкою обробки до 10 - 12 мкм.

2. Зі збільшенням терміну експлуатації необхідно переходити на обробку більш коротких деталей із зменшенням їх діаметрів і зниженою точністю обробки, що дозволить знизити похибку обробки до 50 - 100 мкм.

Список використаних джерел

1. Проников А.С. Параметрическая надёжность машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 560 с.
2. Утенков В.М. Прогнозирование потери точности токарных станков при износе направляющих на базе ускоренного испытания: дисс. канд. техн. наук. М., МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1981. 202 с.
3. Утенков В.М. Прогнозирование потери точности металлорежущих станков с направляющими скольжения: дисс. докт. техн. наук. М., МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1995. 327 с.
4. Siva Kumar K., Paulraj G. Geometric error control of workpiece during drilling through optimisation of fixture parameter using a genetic algorithm // International Journal of Production Research. 2012. Vol. 50, no. 12. P. 3450-3469. DOI:10.1080/00207543.2011.588616

Аннотация

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ПРИ ОБРАБОТКЕ НА ТОКАРНЫХ СТАНКАХ

Юдовинский В., Кюрчев С., Пенев О., Мирненко Ю.

Работа посвящена моделированию точности при обработке на токарных станках с увеличением сроков эксплуатации токарно-винторезных станков. Установлена величина смещения вершины резца из-за неравномерного износа граней направляющих станины станка.

Abstract

DESIGN OF EXACTNESS AT TREATMENT ON LATHES

V.Yudovynsky, S Kurtchev, O.Penov, U.Mirnenko

Work is sacred to the design of exactness at treatment on lathes with the increase of terms of exploitation of lathe-screw-cutting machine-tools. Relocation of top of chisel bias is set from the uneven wear of verges sending the beds of machine.

СТІЙКІСТЬ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ

Юдовинський В. Б., к.т.н., доц., Кюрчев С. В., к.т.н., доц.,
Пеньов О. В., к.т.н., доц., Мирненко Ю.П., ст. викл.

Таврійський державний агротехнологический університет

Робота присвячена визначенню стійкості металорізального інструменту для підвищення точності обробки виробів на металорізальному устаткуванні.

Постановка проблеми. Сучасний стан інструментального виробництва вимагає дбайливішого відношення до використання лезового металоріжучого інструменту. У процесі роботи інструмент піддається зношуванню, що призводить до зниження точності обробки, підвищення шорсткості обробки, підвищення зусиль різання. Знос інструменту призводить до збільшення розсіювання оброблюваних параметрів, знижуючи точність обробки.

Аналіз останніх досліджень. Питанням точності обробки, залежної від зносу інструменту присвячено багато робіт [1,2,3]. На зношування лезового ріжучого інструменту впливають багато параметрів: матеріал ріжучої частини інструменту; геометричні параметри; режими різання, фізико - механічні властивості оброблюваного матеріалу, а також охолоджуюче середовище. У той же час, зношування ріжучої частини лезового інструменту впливає на точність обробки, шорсткість обробленої поверхні, а також на зусилля різання.

Формулювання цілей статті. Метою статті є визначення стійкості металорізального інструменту для підвищення точності обробки виробів на металорізальному устаткуванні.

Основна частина. Стійкість металорізального інструменту є функцією багатьох параметрів: швидкості різання V , тиску на інструмент P , властивості зносу матеріалу інструменту, які визначаються сумарним показником - коефіцієнтом зносу K_U і вимог до точності обробки деталей $[U]$:

$$T = f(V, P, K_U, [U]).$$

У той же час, тиск на інструмент, також залежить від багатьох параметрів – сили різання, глибини різання і величини подачі:

$$P = f(P_Z, t, S)$$

Коефіцієнт зношування матеріалів інструменту є функцією твердості матеріалу й виражається залежністю [4]:

$$K_U = \left[\frac{6,785}{(HB)^{1,62}} \right] \times 10^{-5} \frac{\text{мкм}}{\text{Па} \cdot \text{км}}$$

Графічна залежність коефіцієнта зносу від матеріалу інструменту представлена на рисунку 1.

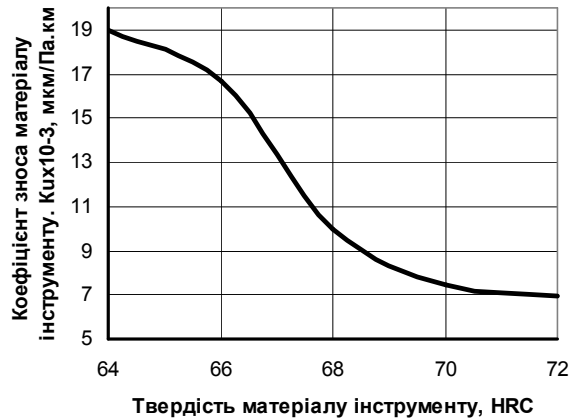


Рис. 1 – Залежність коефіцієнта зносу K_U від твердості матеріалу інструменту HRC

Коефіцієнт зносу є узагальненою характеристикою зносу матеріалів інструменту (U , мкм) з урахуванням тиску (P , Па) і шляху тертя (S , км).

Коефіцієнти зносу матеріалів металоріжучих інструментів [1] представлені у таблиці 2.

Таблиця 2 – Коефіцієнти зносу матеріалів метало ріжучих інструментів при сухому терті

Матеріал	Твердість HRC, HRA	Коефіцієнт зношування K_U , мкм/ Па км
P9, P12, P18, P6M5	63-65 HRC	19×10^{-3}
P6M5Ф3, P6M5K6, P9K5	65-67 HRC	$16,7 \times 10^{-3}$
BK3, BK6, BK8	87,5-89,5HRA	$7,47 \times 10^{-3}$
ТТК12, Т5К10, Т15К6	87-90HRA	$6,97 \times 10^{-3}$

Оскільки коефіцієнт зносу матеріалів є функцією допустимої величини зносу, сили тертя і шляху тертя, а шлях тертя є функцією діаметра обробки, частоти обертання деталі й часу роботи, то можна визначити період стійкості інструменту від припустимого зносу, тобто точність обробки:

$$T = \frac{[U] \cdot 10^6}{V \cdot P \cdot K_U}, \text{ хв.}$$

де: $[U]$ – максимально допустимий знос інструменту, мкм;

V – швидкість різання, м/хв.;

K_U – коефіцієнт зношування матеріалу інструменту, мкм/ Па·км;

P – нормальний тиск на різець, Па.

Максимально допустимий знос інструменту встановлюється за квалітетом точності обробки та не повинний виходити за поле допуску на обробку.

Численними дослідженнями, встановлено, що залежність стійкості від швидкості різання носить екстремальний характер. При обробці різних матеріалів ця залежність має різний вигляд. Найбільш типовою є залежність з двома максимальними значеннями стійкості при різних швидкостях різання.

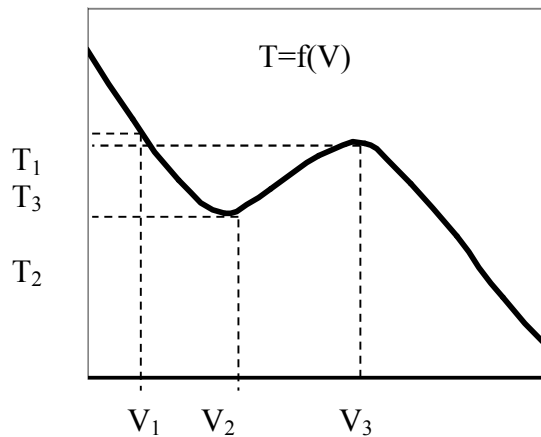


Рис. 2 – Залежність стійкості T різального інструменту від швидкості різання V у широкому діапазоні її змін ($V_1 < V_2 < V_3$).

Тут стійкість T має максимальні значення при швидкостях різання V_1 і V_3 .

Існування "переломів" на кривих залежності стійкості від швидкості різання пояснюється зміною природи і інтенсивності переважаючого виду зносу. Найбільш типовою для різання металів є залежність з двома максимумами стійкості. Ці максимуми стійкості залежно від властивостей оброблюваного матеріалу можуть зміщуватися у бік великих або менших швидкостей. Екстремальний характер залежності $T - V$ обумовлено наявністю адгезійного і дифузійного процесів зношування і зміни їх інтенсивності при зміні швидкості і температури різання. Тому відносний знос Δ (знос, який приходить на одиницю шляху різання) можна представити як суму адгезійного Δ_A і дифузійного Δ_D зношування.

При збільшенні швидкості різання від V_1 до V_2 температура у зоні різання зростає, і співвідношення твердості інструментального і оброблюваного матеріалу збільшиться на стільки, що інтенсивність адгезійного зношування,

$$V \cdot T = \left(\frac{H_{u.m.}}{H_{o.m.}} \right)^Z,$$

що підчиниться закону: Проте, починаючи зі швидкості V_2 , починає проявлятися дифузійне зношування. При подальшому збільшенні швидкості різання дифузійний знос інтенсифікується і, починаючи з швидкості V_3 , стає переважаючим. Адгезійний знос зменшується і мало впливає на інтенсивність сумарного зносу. Сумарний знос Δ збільшується за рахунок різкого збільшення інтенсивності дифузійного зношування. Стійкість різального інструменту при цьому, природно, зменшується. Такою наближеною схемою описується немонотонний характер залежності стійкості різального інструменту від швидкості різання.

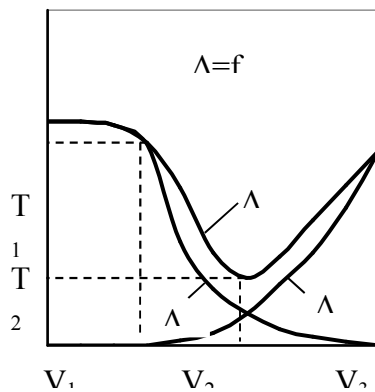


Рис. 2 – Залежність стійкості різального інструменту T і його відносного зносу Δ від швидкості різання: Δ - сумарний відносний знос, ΔA - доля адгезійного зносу, $\Delta Д$ - доля дифузійного зносу.

Висновки

1. Стійкість металорізального інструменту залежить від силових, швидкісних параметрів обробки, від властивостей матеріалу інструменту і оброблюваного матеріалів.

2. Показником стійкості матеріалу інструменту є коефіцієнт зношування, який залежить від твердості матеріалу інструменту.

Список використаних джерел

1. Аршинов В. А. Резание металлов и резательный инструмент. / В. А. Аршинов, Г. А.Алексеев.// - М.: Машиностроение, 1075.
2. ГОСТ Р 50-601-20-91. Рекомендации по оценке точности и стабильности технологических процессов (оборудование). М, 1991 - 15 с.
3. Основы резания металлов и резательный инструмент: Ящерицын П. И., Еременко М. Л., Жигалко Н.И., Мн.: Выш. Школа, 1981 - 560 с.

Аннотация

СТОЙКОСТЬ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Юдовинский В., Кюрчев С., Пенев О., Мирненко Ю.

Работа посвящена определению стойкости металлорежущего инструмента для повышения точности обработки изделий на металлорежущем оборудовании.

Abstract

FIRMNESS OF METAL-CUTTING INSTRUMENT

V.Yudovynskyu, S. Kurtchev, O.Penev, Y.Mirnenko

Work is sacred to determination of firmness of metal-cutting instrument for the increase of exactness of treatment of wares on a metal-cutting equipment.

ЛЕЗВІЙНА ОБРОБКА ІНСТРУМЕНТАМИ НА ОСНОВІ НАДТВЕРДИХ МОДИФІКАЦІЙ НІТРИДУ БОРУ

Сушко О.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

В статті проаналізовані властивості основних полікристалічних надтвердих матеріалів на основі нітриду бору, досліджені контактні процеси при різанні, вплив сили різання та температури на швидкість різання при точінні при використанні інструментів на основі щільних модифікацій нітриду бору.

Постановка проблеми. Поява в промисловості групи нових інструментальних матеріалів, якими є надтверді матеріали на основі нітриду бору, привела до революційного стрибка в матеріалообробці. Інтерес до використання інструменту з цих матеріалів не тільки не послаблюється, але з кожним роком посилюється. Це пов'язано, в першу чергу з тим, що вони мають унікальні фізико-механічні властивості, які значно відрізняються від традиційних матеріалів, що дозволяє отримати принципово нові результати в матеріалообробці. При цьому розширюються технологічні можливості металообробки, повніше використовується верстатний парк, підвищується віддача наукоємких технологій, з'являються основи для високопрецизійних робочих процесів.

Як підтверджує широка практика, найбільш ефективно застосування лезвійного інструменту з нітриду бору при обробці загартованих сталей, чавунів різної твердості, наплавлених матеріалів, що важко обробляються, високолегованих сталей і сплавів. Тут перевага надтвердих нітри-добрних матеріалів реалізується найповніше, тому дослідження явищ, які супроводжують процеси різання інструментами на основі надтвердих модифікацій нітриду бору є вельми актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Процес різання лезвійним інструментом на основі надтвердих модифікацій нітриду бору істотно відрізняється від процесу різання діамантовим інструментом, що зумовлюється його особливими фізико-механічними властивостями. Надтверді матеріали на основі нітриду бору, декілька поступаючись алмазу по твердості, характеризуються високою термостійкістю, яка досягає 1500 °С, високим опором термічним ударам і циклічним навантаженням, а також слабкою хімічною взаємодією з залізом, який є основним компонентом більшості матеріалів, що піддаються обробці різанням.

Аналіз останніх досліджень полікристалічних надтвердих матеріалів на основі нітриду бору показав, що існує декілька різновидів ПСТМ на основі нітриду бору:

- полікристали, що синтезуються з гексагонального нітриду (ГНБ) бору у присутності розчинника $BN_r \rightarrow BN_{cf}$ (типовим представником є композит 01);
- полікристали, що отримуються в результаті прямого переходу гексагональної модифікації в кубічну $BN_r \rightarrow BN_{cf}$ (композит 02);
- полікристали, які отримуються в результаті перетворення вюрцитоподібної модифікації на кубічну $BN_v \rightarrow BN_{cf}$; оскільки повнота переходу регулюється параметрами спікання, то до цієї групи відносяться матеріали з властивостями, що помітно відрізняються (композит 10, композит 09);
- полікристали, що отримуються спіканням порошків кубічного нітриду бору (КНБ) з активуючими добавками (композит 05-ИТ, кіборит та ін.).

Полікристали типу композит 01 мають дрібнозернисту структуру, домінуючою фазою якої є дрібні зерна КНБ, зрощені та взаємно пророслі з утворенням міцного агрегату. Домішки рівномірно розподілені за об'ємом зразка. Разом із основною кубічною модифікацією в них можливої частковий вміст гексагонального нітриду бору, який не прореагував. Розміри зерен і включень супутніх фаз рівні приблизно 30 мкм, пористість рівномірна, складає близько 19 % [1].

Структура полікристалу композиту 0Е відповідно до складу початкової сировини є переважно сумішшю кубічної і вюрцитоподібної модифікацій нітриду бору. Зміна кількісного співвідношення їх в початковій суміші призводить до зміни експлуатаційних властивостей полікристалів.

Композит 10 характеризується тонкозернистою, прихованокристалічною, багатофазною структурою. Окрім вюрцитної фази, в ньому міститься в широкому діапазоні концентрацій фаза зі структурою сфалериту, можлива також графітоподібна модифікація. Розмір частинок основної фази – менше 1 мкм. Включення й домішки розміром 10-15 мкм рівномірно розподілені по всьому об'єму. Мікротвердість – в межах 30 - 50 ГПа, убуває в такій послідовності: композит 01, композит 09, композит 10. У такому ж напрямі зменшується й крихкість полікристалів, тобто зростає їх в'язкість руйнування [3].

Формулювання цілей статті. Метою роботи є аналіз основних фізико-механічних характеристик існуючих ПСТМ, дослідження контактних процесів, впливу швидкості різання на сили та температуру при точінні при використанні інструментів на основі надтвердих модифікацій нітриду бору.

Основна частина. Тертя нітридоборного інструменту підкоряється законам внутрішнього тертя (тоді як алмазу по більшості оброблюваних матеріалів – законам зовнішнього тертя), оскільки на його поверхні утворюється плівка оброблюваного металу, яка міцно утримується.

Основні фізико-механічні характеристики різних марок ПСТМ на основі щільних модифікацій нітриду бору наведені в таблицях 1 та 2 [2].

Таблиця 1 – Основні фізико-механічні характеристики ПСТМ на основі щільних модифікацій нітриду бору

Матеріал	Твердість, ГПа	Межа міцності при стисканні σ_c , ГПа	Межа міцності при розтягуванні σ_p , ГПа	Межа міцності при вигині $\sigma_{и}$, ГПа	Коефіцієнт					Теплопровідність λ , Вт / (м·К)
					Тріщинистості K_{Ic} , МПа \times м ^{0,5}	Пуансона	Лінійного розширення α_1 , °С ⁻¹ \times 10 ⁶	Модуль Юнга E , ГПа	Щільність, г/м ³	
Композит 01 (ельбор-Р)	НК 35 - 37	2,7	0,44-0,46	–	3,9-4,2	0,16	–	840	3,4	60-80 (при 350-360 К)
Композит 02 (белбор)	–	4,0-6,5	–	0,7	–	–	–	720	3,5	160-180 (при 900-950 К)
Композит 05-ИТ	НК 19	2,2	0,20-0,22	0,47	4,6-6,7	–	–	620	4,0-4,3	–
Композит 10 (гексани-Р)	НК 30,5- 38,6	2,0-4,0	0,32	1,0-1,5	3,8-5,9	0,14-0,16	–	715	3,28	25-30 (при 360 К) 40-60 (при 950 К)
Кіборіт	НК 38-42	2,9-3,2	0,35	–	8,2	0,16	–	880	3,2	100
Боразон	HV 45	–	–	–	–	–	5,6	–	3,48	100-135
Амборіт	HV 40 НК 28	2,73	0,45	0,57	6,3	–	4,9	680	–	100
Суміборон	HV 30-35	–	–	–	–	–	4,7-5,6	–	4,2	37,8
Вюрцин	HV 30-40	–	–	0,8	13,0	–	7,9	–	–	28 (при 673 К)

Таблиця 2 – Коефіцієнт тертя ПСТМ на основі нітриду бору

Зв'язаний матеріал (твердість)	ПСТМ	
	Композит 01	Композит 30
ШХ15(НЯС 62-64)	0,12 - 0,31	0,10 - 0,21
ХВГ (ШС 62-64)	0,20 - 0,40	0,14 - 0,31

Зростання швидкості сильно зменшує величину коефіцієнту тертя нітриду бору з металами, оскільки зі зростанням швидкості підвищується температура на поверхні тертя, зменшується адгезійна взаємодія, знижується міцність зв'язку метал-метал. Температура в контакті може досягати 1000 °С і більше, коли поверхневі шари металу розм'якшуються і легко деформуються. Тому на інтенсивність зниження коефіцієнта тертя впливає й теплопровідність інструментального матеріалу: чим вона нижча, тим нижче коефіцієнт тертя за інших рівних умов. Так, при терті алмазу з латунню (зовнішнє тертя) вплив

швидкості практично відсутній, тоді як при терті нітриду бору з латунню (внутрішнє тертя) швидкість, як тепловий чинник, надає великого впливу на коефіцієнт тертя. Менш теплопровідний гексаніт-Р у контакті з латунню при менших швидкостях досягає максимуму коефіцієнта тертя [4].

Для пари нітрид бору-сталь із зростанням питомого тиску росте сила тертя, а отже, температура, яка знижує коефіцієнт тертя. При цьому зберігається відома в різанні металів закономірність - вплив коефіцієнту тертя на питомий тиск – величина постійна, тобто $\mu q = const$, що має місце тільки при внутрішньому терті.

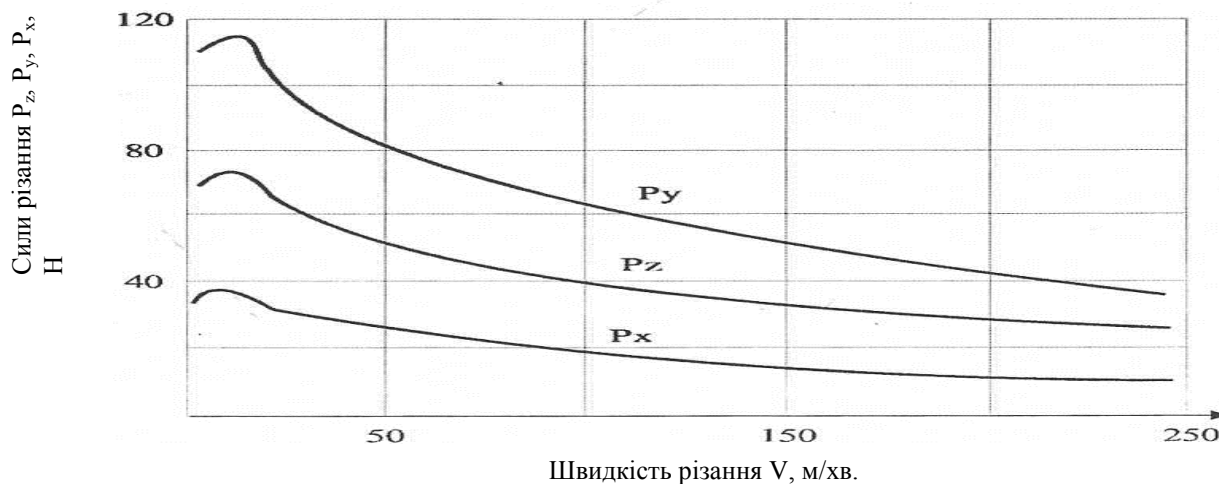


Рисунок 1 – Вплив швидкості на сили різання при точінні. Умови: подача $S = 0,05$ мм/об; глибина $t = 0,1$ мм; різці - ельбор-Р

Різання загартованих сталей лезвійним інструментом з нітриду бору супроводжується нижчим рівнем сил різання в порівнянні з обробкою традиційним інструментом. На рисунку 1 наведені залежності складових сили різання від швидкості при точінні загартованих сталей різцями з нітриду бору [5].

Усі три сили P_x , P_y , P_z змінюються по одному закону. Зі збільшенням швидкості різання вони швидко ростуть, досягаючи максимуму, і далі знижуються, спочатку інтенсивно. Зі зростанням швидкості різання інтенсивність зменшення сил різання знижується. Це пояснюється контактними процесами в зоні різання. У районі низьких значень зростання швидкості збільшує температуру різання і, отже, адгезійну взаємодію оброблюваного матеріалу з інструментом. При цьому коефіцієнт тертя в контакті росте, ростуть і сили різання.

Подальше зростання швидкості різання продовжує збільшувати температуру в контакті інструмент-оброблюваний матеріал до значень, при яких падає міцність адгезійних зв'язків із-за розм'якшення металу. Коефіцієнт тертя при цьому знижується, знижуються й сили різання. Таким чином, зниження сил викликається розігріванням зони різання до 1000-1100 °С. При цьому радіальна складова P_y практично завжди більше головної складової – тангенціальної P_z , тобто традиційне співвідношення між складовими сили

різання порушується. Це пояснюється великими силами, що діють з боку задньої поверхні.

Дослідження сил, що діють на передню і задню поверхні різців з нітриду бору при точінні загартованих сталей, показали, що питомі навантаження на задній поверхні більші, ніж на передній, і що питома робота стружкоутворення при малій товщині зрізу менше роботи тертя на задній поверхні інструменту, що є однією з особливостей процесу різання.

Як показують дослідження, температура в зоні різання досягає 1000-1100 °С, що значно вище, ніж при традиційній лезвійній обробці. Для різних марок надтвердого нітриду бору оптимальна температура різна: для ельбору-Р вона вища, а для гексаніту-Р – нижча. На рисунку 2 наведено залежності температури різання від швидкості. З підвищенням швидкості внаслідок збільшення роботи різання і кількості тепла, що виділяється, росте й температура, але її зростання відстає від зростання швидкості різання. Це відставання посилюється в зоні високих швидкостей. На кривій $\Theta = f(v)$ можна виділити три характерні інтервали.

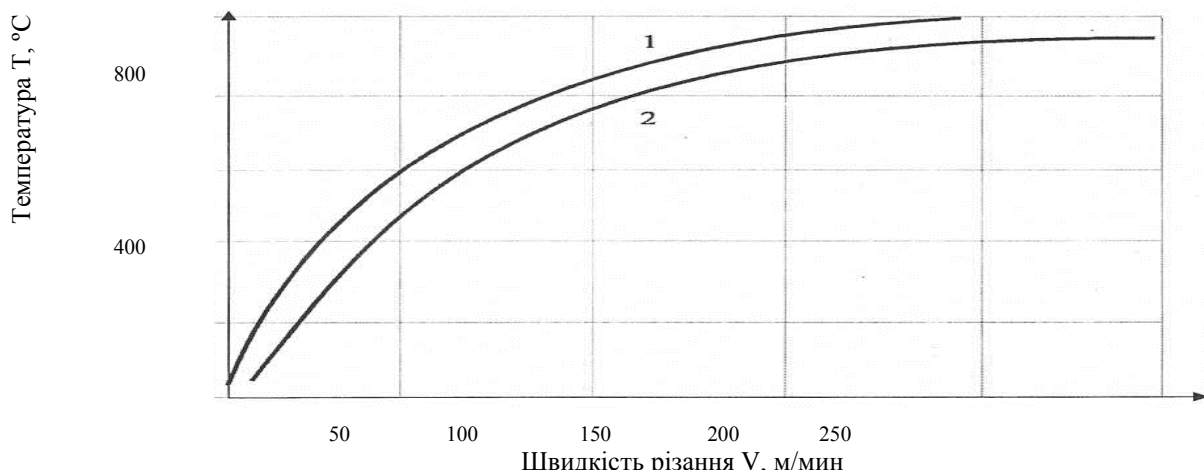


Рисунок 2 – Вплив швидкості різання на температуру при точінні. Умови: подача $S = 0,05$ мм/об; глибина $t = 0,1$ мм; різці: 1 – гексаніт-Р; 2 – ельбор-Р

У першому при низьких швидкостях різання утворюється стружка сколювання, довжина контакту якої з передньою поверхнею невелика. Але на задній поверхні із зростанням коефіцієнта тертя температура інтенсивно збільшується.

У другому діапазоні швидкостей різання оброблюваний матеріал розм'якшується, коефіцієнт тертя знижується, інтенсивність зростання температури зменшується. При великих швидкостях різання утворюється зливна стружка, інтенсивність зростання температури незначна, що пояснюється зменшенням коефіцієнта тертя, сили різання, зниженням пластичної деформації стружки та різким збільшенням тепловідводу в навколишнє середовище.

Висновки. Подальші дослідження зі встановлення впливу швидкості різання на довжину шляху різання, стійкість різців та якість обробленої поверхні дозволять замінити операції шліфування на тонке точіння інструментом з надтвердих матеріалів при виготовленні деталей, оскільки при лезвійній обробці деталі не утворюються прожоги, а стійкість інструменту з надтвердих матеріалів вища, ніж у шліфувальних кругів.

Список використаних джерел

1. Новиков Н.В., Андросов И.М., Майстренко А.Л. Методика определения прочности и трещиностойкости поликристаллических сверхтвердых материалов // Сверхтвердые материалы. – 2002, № 2. – С. 33-37.
2. Девин Л.Н. Определение предела прочности при растяжении поликристаллических сверхтвердых материалов // Сверхтвердые материалы. – 1998, № 7. – С. 24-28.
3. Винников Н.П. Лезвийный инструмент из сверхтвердых материалов. Справочник / Н.П. Винников, А.И. Грабченко, Э.И. Гриценко и др. Под общей редакцией Н.В. Новикова. – К.: Техника, 1988. – 118 с.
4. Зубарь В.П. Перспективы применения лезвийного инструмента из сверхтвердых материалов (СТМ 2004/4, с.42).
5. Кундрак Янош. Резание при периодических нагрузках резцами из сверхтвердых материалов. Харьков-Мишкольц, 1996 – 91 с.

Аннотация

ЛЕЗВИЙНАЯ ОБРАБОТКА ИНСТРУМЕНТАМИ НА ОСНОВЕ СВЕРХТВЕРДЫХ МОДИФИКАЦИЙ НИТРИДА БОРА

Сушко О.

В статье проанализированы свойства основных поликристаллических сверхтвердых материалов на основе нитридов бора, исследованы контактные процессы при резании, влияние силы резания и температуры на скорость резания при точении при использовании инструментов на основе плотных модификаций нитрида бора.

Abstract

INSTRUMENTS EDGE CUTTING MACHINING ON THE BASIS OF SUPERHARD MODIFICATIONS OF BORON NITRIDE

O. Sushko

The properties of main polycrystalline superhard materials on the basis of boron nitride have been analyzed in the article, the contact processes in the course of cutting, cutting force impact as well as the temperature into the cutting speed when turning using the instruments on basis of hard boron nitride modifications have been considered.

КІНЦЕВЕ РОЗКИСЛЕННЯ СТАЛЕЙ ДЛЯ ПОКОВОК**Буніна Л.М., к.т.н.***Таврійський державний агротехнологічний університет*

Розглянуто зв'язок форми неметалевих включень та механічних властивостей. Показано, що отримання глобулярних включень оксидів та сульфідів церію, які не деформуються при куванні, знижає анізотропію механічних властивостей.

Постановка проблеми. Ковані сталі на практиці широко застосовуються для деталей сільськогосподарських машин. Широке застосування знайшла малоперлітна сталь 09Г2 з різними мікролегуєчими комплексами (09Г2Ф, 09Г2Б, 09Г2Т, 09Г2Ю, 09Г2БФ, 09Г2ТБ) як конструкційний матеріал для виготовлення зварних конструкцій у судо- і машинобудуванні, транспортному і хімічному машинобудуванні, у будівництві (ГОСТ 19281–89). Середньовуглецеві марганцевисті сталі 30Г и 35Г мають сприятливе сполучення міцності, пластичності і в'язкості, особливо після поліпшення. Вони використовуються для виготовлення валів, тяг, траверс, пальців, ланок гусениць. Сталі 40Г, 45Г, 50Г, 30Г2, 35Г2, 40Г2, 45Г2, 50Г2 знаходять застосування для виготовлення півосей легкових і вантажних автомобілів, колінчатих валів, гальмових важелів і дисків (ГОСТ 1050–88). Одним з факторів, що стримують впровадження марганцевистих сталей, є специфіка утворення в них неметалевих включень при кінцевому розкисленні рідкого металу. Загальноприйнятим розкислювачем литої сталі є алюміній, у залежності від змісту якого утворюються три відомих типи неметалевих включень. Для одержання найбільш сприятливого третього типу неметалевих включень зміст залишкового алюмінію в середньовуглецевій сталі повинен складати 0,03...0,06%. На утворення трьох типів неметалевих включень, крім алюмінію, значний вплив роблять вуглець і кремній, що містяться в сталі. Чим вище зміст цих елементів, тим менша концентрація алюмінію необхідна для одержання III типу неметалевих включень. В середньовуглецевих сталях типу хромансиль «критичний» зміст алюмінію, що відповідає II типу неметалічних включень, може складати 0,05...0,15%, тобто в 5...10 разів перевищувати «критичний» зміст алюмінію для середньовуглецевої сталі. При такому змісту алюмінію відбувається інтенсивне виділення пластинчастих нітридів алюмінію на границях зерен, злам стали перетворюється у кам'янистий, її механічні властивості різко знижуються. Таким чином, для одержання щільних виливків зі сприятливою формою неметалевих включень потрібно удосконалювання методів кінцевого розкислення сталей, легованих марганцем і хромом.

Аналіз останніх досліджень. Неметалеві включення суттєво впливають на механічні властивості сталі. Вплив включень на властивості сталі має зв'язок з формою включень. Сталь, що містить пластинчасті включення, руйнується

значно раніше сталі з глобулярними включеннями. Збільшення змісту сульфідних включень монотонно знижує пластичність, підсилює анізотропію механічних властивостей у деформованій сталі. Сталь, що містить пластинчаті включення, руйнується значно раніше сталі з глобулярними включеннями [1]. Неметалеві включення впливають на процес утворення мікротріщин. Біля неметалевих включень спостерігаються поля напружень, радіус яких складає 4...5 радіусів включення. Отже, при зміні включень у сталі 0,2%, обсяг напруженого металу складає 3...5%. Щільність дислокацій, розташованих навколо включень у 4,3 рази вище, ніж у металевій матриці. При деформації зразків розтяганням на 1,5% цей показник зростає до 7,0. У цілому, аналіз літературних даних показує, що неметалеві включення в процесі пластичної деформації відіграють роль: перешкод для дислокацій, що рухаються; місць з підвищеною концентрацією дислокаційних джерел; місць, в околиці яких зароджується в'язка і крихка тріщина [2]. Під дією статичних, ударних і циклічних навантажень при низьких, кімнатних і високих температурах мають місце три механізми зародження мікротріщин за участю неметалевих включень: 1) руйнування включення і перехід тріщини з нього в метал; 2) руйнування по міжфазній границі з наступним ростом порожнини навколо включення; 3) утворення тріщини перед включенням унаслідок згущення смуг ковзання. Запропоновані методи кількісної оцінки ролі неметалічних включень у процесах зародження і поширення мікротріщин. Як основні показники, обумовлених методами кількісної металографії, приймалися: коефіцієнт участі включень у руйнуванні $K_{\text{нв}}$ (частка включень, що прийняли участь у зародженні мікротріщин) і коефіцієнт зв'язку мікротріщин із включеннями K_N (частка мікротріщин, що зародилися на включеннях). Результати досліджень показали, що незалежно від схеми напруження (статичне розтягання, циклічні навантаження) і температури досліджень, від 70 до 100% перших мікротріщин зароджувались на неметалевих включеннях (K_N дорівнював від 0,7...1,0), а при перших навантаженнях практично усі включення брали участь у тріщиноутворенні ($K_{\text{нв}}=1$) [3]. Одним з найбільш твердих сучасних вимог до якісних конструкційних матеріалів є вимога мінімальної анізотропії механічних властивостей. Так малоциклова довговічність подовжніх зразків мартенівської сталі 16ГНМА склала 11 тисяч циклів, поперечних зразків – 6 тисяч циклів, вертикальних зразків – 2,2 тисячі циклів. Видалення неметалевих включень за допомогою рафінуючих металургійних методів істотно зменшує анізотропію і, крім збільшення границі втоми і довговічності, значно зближає аналогічні показники металу, вирізаного вздовж чи поперек вертикальної осі прокатки. В зв'язку з цим була поставлена задача оптимізувати процес кінцевого розкислення сталі для поковок та отримати при цьому недеформовані неметалеві включення, які забезпечують зниження до мінімуму анізотропії механічних властивостей [4].

Формулювання цілей статті. Метою роботи є аналіз вивчення впливу модифікування алюмінієм та фероцерієм у порівнянні з розкисленням алюмінієм сталей з низьким (0,09%) та середнім (0,40, 0,50%) вмістом вуглецю з урахуванням їхньої технологічної текстури на механічні властивості кованої

сталі, так як кінцеве розкислення (модифікування) є найбільш технологічним і економічним методом керування процесами структуроутворення сталі, що сприяє підвищенню конструктивної міцності деталей сільськогосподарських машин, що отримують методом вільного кування.

Основна частина. Об'єктами досліджень були конструкційні низьколеговані сталі 09Г, 40Г, 50Г для поковок. Промислові плавки проводили в індукційних печах ємністю 2,5 т з кислотою футеровкою, експериментальні плавки – в печах ємністю 250 кг з кислотою футеровкою. Експериментальні плавки порційно випускалися у два розливочних ковші, при цьому розкислення металу в першому ковші за стандартною технологією проводилось алюмінієм, в другому – алюмінієм і фероцерієм. Мета роботи розв'язувалась шляхом додаткового модифікування фероцерієм сталі, розкисленої алюмінієм. В якості модифікатора фероцерій був обраний із наступних міркувань. По-перше, церій, лантан та інші рідкоземельні метали, які входять у склад фероцерія, володіють високою хімічною спорідненістю до азоту, достатньою для утворення нітридів. По-друге, при модифікуванні рідкоземельними металами утворюються глобулярні оксисульфідні включення, які не деформуються при гарячій обробці тиском, що позитивно відбивається на технологічній пластичності, тріщиностійкості і механічних властивостях сталі. Зливки з металу кожної фракції відливалися у сухі піщані форми. Методом кування при температурі 1200...950°C з щільної частини вилівка виготовлялися пластини перерізом $(140\pm 10)\times(25\pm 1)$ мм. Ступінь деформації становив 8,5...9,5. Досліджувані сталі проходили наступні режими термічної обробки: нормалізація (сталь 09Г), гартування у маслі з низьким (200°C) і високим (500°C) відпуском (сталі 40Г, 50Г). Механічні властивості при розтяганні вивчали за ГОСТ 1497 – 84 на зразках діаметром 5 мм і довжиною 25 мм, які вирізувалися у поздовжньому і поперечному напрямках.

Хімічний склад дослідних сталей наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Хімічний склад сталей 09Г, 40Г, 50Г

Марка сталі	C	Mn	Si	S	P	Al	PЗМ
09Г	0,08	0,87	0,16	0,024	0,032	0,057	0,044
40Г	0,41	0,94	0,81	0,023	0,032	0,060	0,045
50Г	0,48	0,89	0,17	0,022	0,032	0,062	0,059

Вивчення ролі неметалевих включень у процесі руйнування кованих сталей показав, що включення сульфідного типу приводили до утворення магістральних тріщин. Церієві включення володіли малим ступенем деформації при куванні, який не перевищував 2%. Біля церієвих включень утворювалися порожнини внаслідок відділення включень від металу. Кінцеве розкислення, яке визначало кількість, склад, форму і деформуємість при куванні неметалевих включень, суттєво впливало на показники міцності і пластичності, а також на коефіцієнт анізотропії властивостей А (відношення показника властивостей поперечного зразка до аналогічного показника поздовжнього зразка). Механічні

властивості поперечних зразків були на 15...20% нижче порівняно з властивостями поздовжніх зразків при наявності деформованих включень. При розкисленні алюмінієм і фероцерієм різниця у властивостях не перевищувала 10%, що можна пояснити позитивним впливом недеформованих при куванні неметалевих включень. Результати механічних досліджень сталей наведені на рис.1.

Рис.1 – Механічні властивості сталей 09Г, 40Г, 50Г.

Включення у сталях, розкислених фероцерієм, представляють собою або згруповані у стрічки дрібні округлі включення моносольфідів церію (рис.2в), або окремі великі глобулі оксидів церію (рис.2г).

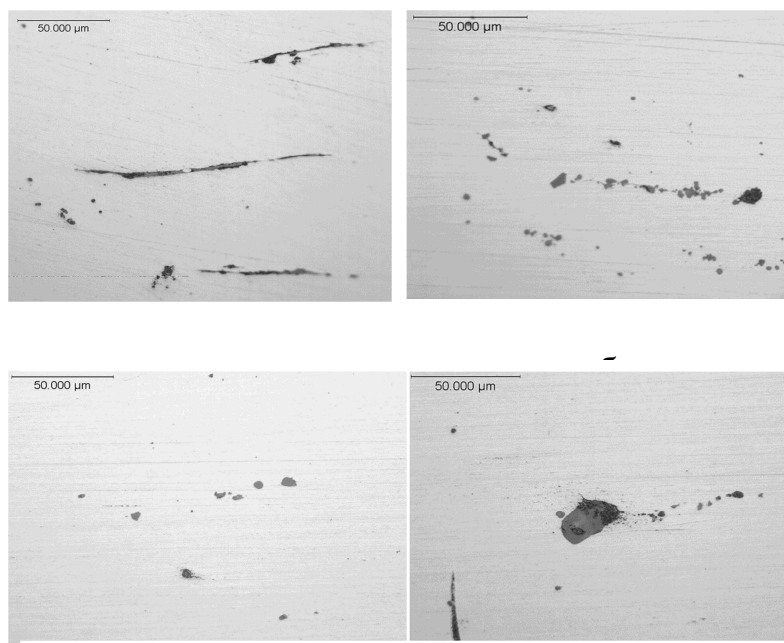


Рис.2 – Неметалеві включення у сталях.

Як видно з рисунка, у сталях, розкислених алюмінієм, спостерігається значна анізотропія властивостей, особливо по показникам пластичності (відносне подовження, ударна в'язкість).

Ці данні підтверджуються результатами металографічного аналізу основних типів неметалевих включень. Включення у сталях, розкислених алюмінієм, представлені, в основному, витягнутими залізо-марганцевими сульфідами (рис.2а), а також крихко зруйнованими складними оксидами типу залізної шпінелі $FeO \cdot Al_2O_3$ (рис.2б).

Висновки. Таким чином, отримані дані механічних випробувань та металографічних досліджень підтверджують зв'язок між формою неметалевих включень та механічними властивостями.

Більш благо приємною є глобулярна форма недеформованих при куванні оксисульфідних церієвих включень.

Список використаних джерел

1. Голубцов В.А. Модифицирование стали для отливок и слитков / В.А. Голубцов, В.В. Лунев. – Челябинск – Запорожье: ЗНТУ, 2009. – 356 с.
2. Brocksbank D. Stress field around inclusions and their relation to mechanical properties / D. Brocksbank, K.W. Andrews // J. Iron Steel Inst. – 1972. – Volume 210, №4. – P. 246 – 250.
3. Волчок И.П. Сопротивление разрушению стали и чугуна / Волчок И.П. – М.: Металлургия, 1993. – 192 с.
4. Куслицкий А.Б. Неметаллические включения и усталость стали / Куслицкий А.Б. – К.: Техника, 1976. – 128 с.

Аннотация

КОНЕЧНОЕ РАСКИСЛЕНИЕ СТАЛЕЙ ДЛЯ ПОКОВОК

Бунина Л.

Рассмотрена связь формы неметаллических включений и механических свойств. Показано, что получение глобулярных, недеформирующихся при ковке, включений оксидов и сульфидов церия, снижает анизотропию механических свойств.

Abstract

FINAL DEOXIDATION FOR FORGING STEELS

L. Bunina

The bond of nonmetallic inclusions form and mechanical properties are considered. It was shown that receipt of rigid globular oxide and sulphide cerium inclusions for forging decreased of mechanical properties anisotropic.

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЧОТИРИЛОПАТЕВОГО ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЧА ДОБРИВ

Кобець А.С., к.т.н., проф., Науменко М.М., к.т.н., доц.,
Пономаренко Н.О., асп.

Дніпропетровський державний аграрний університет

На основі аналізу руху матеріальної частинки по лопаті відцентрового робочого органу вздовж направляючого ребра обгрунтовані конструкційні характеристики чотирилопатевого розкидача.

Для забезпечення сходу з диска декількох потоків гранул з різними початковими швидкостями пропонується схема робочого органу, що представлена на рис.1.

Робоча поверхня диска утворюється чотирма лопатями нахиленими до горизонтальної поверхні диска під деяким кутом α (на рис.1 показана тільки одна з них). На кожній лопаті розміщені по три направляючі ребра, поздовжні осі яких орієнтовані під прямим кутом до лінії перетину поверхонь лопаті і диска. Для покращення рівномірності рознесення добрив [1], більша частина добрива вноситься довгим ребром, середнє ребро повинно винести додатково 53,66% об'єму, що припадає на ребро довге, при цьому радіус його дії складає 2/3 від ширини захвату довгого ребра, а на коротке ребро припадає 11,24% об'єму, що розсіюється довгим ребром і його радіус дії складає 1/3 від ширини захвату.

Постановка проблеми. Згідно з викладеною інформацією ширина ділянки, що обробляється (на яку вноситься добриво) розбивається на три частини. Кожне ребро на лопаті повинно вносити добрива на відведену йому територію. Для того щоб це відбувалося необхідно визначити довжину кожного ребра, а також положення його на лопаті. В першому наближенні вважатимемо, що мета буде досягнута, якщо гранули на середньому ребрі набуватимуть швидкість вильоту яка складатиме 2/3 від швидкості гранул, що злітають з ребра довгого, а на короткому ребрі – 1/3 від швидкості гранул, що злітають з того ж довгого ребра. Для визначення швидкості вильоту туків з ребра, що починається на довільній відстані a від центра диска ($a = 00_1$, Рис.1) використовується теорема додавання швидкостей, згідно з якою

$$\bar{V} = \bar{V}_r + \bar{V}_e, \quad (1)$$

де: \bar{V}_r – відносна швидкість, вздовж направляючого ребра;
 \bar{V}_e – переносна швидкість, яка для вилітаючої з диска туки визначається за відомої кутової швидкості диска ω і довжини ребра l як $\bar{V}_e = \omega \cdot \sqrt{l^2 \cos^2 \alpha + a^2}$.

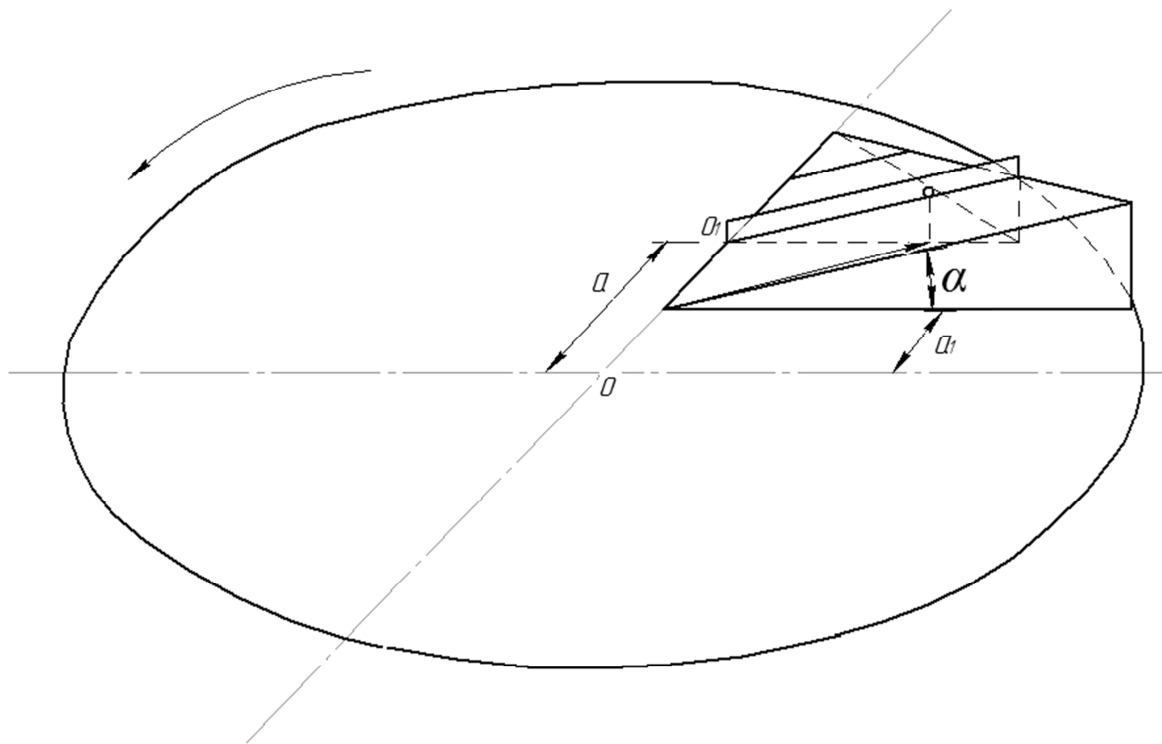


Рис.1 – Схема визначення швидкості вильоту туків

Відносна швидкість може бути знайденою за теоремою про зміну кінетичної енергії у відносному русі з формули:

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = A(F_e) + A(F_{\text{Тл}}) + A(F_{\text{Тр}}) + A(P) \quad (2)$$

де: $A(F_e)$ – робота переносної сили інерції F_e на переміщені вздовж ребра;
 $A(F_{\text{Тл}})$ – робота сили тертя, яка виникає на поверхні лопаті в результаті дії сили F_e та ваги туки P ;
 $A(F_{\text{Тр}})$ – робота сили тертя, яка виникає на поверхні вертикального ребра від сили інерції Коріоліса F_c та переносної сили F_e ;
 $A(P)$ – робота сили ваги;
 V_0 – початкова відносна швидкість.

Переносна сила інерції $F_e^{\text{ін}}$ може бути визначеною як:

$$F_e^{\text{ін}} = m\omega^2 r,$$

де: r – відстань від вертикальної осі обертання диска до туки (рис.2), що приймається за матеріальну точку масою m .

Очевидно, що через поточну координату x відстань r можна знайти як:

$$r = \sqrt{(x \cos \alpha)^2 + a^2}$$

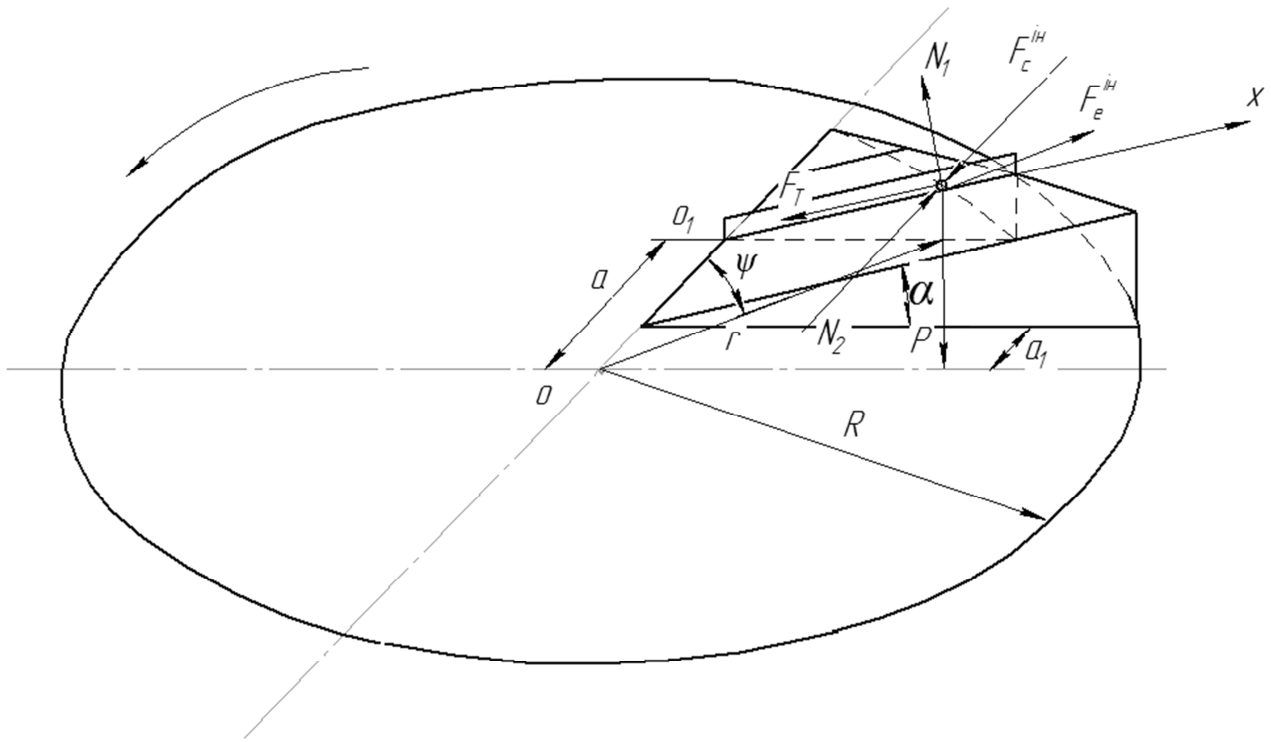


Рис.2 – Схема сил, що діють на гранули

F_c^{ih} – Коріолісова сила інерції, F_e^{ih} – переносна сила інерції, P – вага, N_1 – нормальна реакція лопаті в вертикальній площині, N_2 – нормальна реакція ребра (в горизонтальній площині), F_T – сумарна сила тертя.

Проекція сили F_e^{ih} на вісь O_1X визначається як:

$$F_{ex}^{ih} = m\omega^2 r \sin \psi \cos \alpha$$

де: $\sin \psi = \frac{x \cos \alpha}{r}$ (рис.2);
 m – маса туки.

Таким чином:

$$F_{ex}^{ih} = m\omega^2 x \cos^2 \alpha$$

Робота переносної сили інерції на переміщенні l визначається як

$$A(F_e^{ih}) = \int_0^l m\omega^2 x \cos^2 \alpha dx = \frac{1}{2} m\omega^2 \cos^2 \alpha l^2$$

Для довільного ребра:

$$l_k = \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha,$$

де: R_k – відстань від осі обертання диска до краю ребра з індексом k , ($k = 1, 2, 3$; для $k = 1$ $R_k = R_1 = R$).

Тоді:

$$A(F_e^{iH}) = \frac{1}{2} m \omega^2 (R_k^2 - a^2) \quad (3)$$

Сила тертя на поверхні лопаті $F_{ТЛ}$ визначається через нормальну реакцію N_{1-} (рис.2), яка обумовлена вагою туки P і переносною силою інерції F_e^{iH} , тобто:

$$N_1 = P \cos \alpha + F_e^{iH} \sin \psi \sin \alpha.$$

Тоді:

$$F_{ТЛ} = f \left(mg \cos \alpha + m \omega^2 r \cdot \frac{x}{r} \cos \alpha \sin \alpha \right) = fm (g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha)$$

де: f – коефіцієнт тертя.

Робота сили тертя на поверхні лопаті $A(F_{ТЛ})$ визначається як:

$$A(F_{ТЛ}) = - \int_0^l fm (g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha) dx = - fmg \cos \alpha \cdot l - \frac{l^2}{2} fm \omega^2 \sin \alpha \cos \alpha$$

Або враховуючи, що $l_k = \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha$, отримаємо:

$$A(F_{ТЛ}) = - fmg \sqrt{R_k^2 - a^2} - fm \omega^2 \cdot \frac{1}{2} (R_k^2 - a^2) \sin \alpha / \cos \alpha \quad (4)$$

Сила тертя на поверхні ребра визначається через горизонтальну реакцію N_2 , яка обумовлена Коріолісовою силою інерції і переносною, тобто:

$$N_2 = F_c^{iH} - F_e^{iH} \cos \psi.$$

Коріолісова сила інерції F_c^{iH} діє в тій же горизонтальній площині, що і сила F_e^{iH} і визначається як:

$$F_c^{iH} = 2m\omega V_r \cos \alpha.$$

Коріолісова сила інерції направлена під прямим кутом до вертикального ребра, в результаті чого

$$N_2 = 2m\omega V_r \cos \alpha - m\omega^2 r \cos \psi,$$

де: $\cos \psi = a/r$.

Тоді сила тертя $F_{\text{тр}}$ визначається як:

$$F_{\text{тр}} = f(2m\omega V_r \cos \alpha - m\omega^2 a) \quad (5)$$

Робота цієї сили визначається як:

$$A(F_{\text{тр}}) = -\int_0^l 2fm\omega V_r \cos \alpha dx + \int_0^l fm\omega^2 a dx \quad (6)$$

Як показують точні розрахунки [3], відносна швидкість пропорційна відстані до центра диска. Використовуючи теорему про середнє значення [5] для першого інтеграла формули (6) можна записати:

$$\int_0^l 2fm\omega V_r \cos \alpha dx = 2fm\omega V_{\text{сер}} l \cos \alpha,$$

де середнє значення відносної швидкості визначається як: $V_{\text{сер}} = \frac{1}{2}(V_0 + V)$.

Приймаючи, що початкова відносна швидкість $V_0 = \omega a \cos \alpha$, для $A(F_{\text{тр}})$ отримаємо:

$$A(F_{\text{тр}}) = -fm\omega(\omega a \cos \alpha + V)\sqrt{R_K^2 - a^2} + fm\omega^2 a\sqrt{R_K^2 - a^2} / \cos \alpha \quad (7)$$

Робота сили ваги P визначається як:

$$A(P) = -mgl_K \sin \alpha. \quad (8)$$

Підставляючи вирази (3), (4), (7), (8) в формулу (2) отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = & \frac{1}{2}m\omega^2(R_K^2 - a^2) - fmg\sqrt{R_K^2 - a^2} - fm\omega^2 \cdot \frac{1}{2}(R_K^2 - a^2) \sin \alpha / \\ & \cos \alpha - fm\omega(\omega a \cos \alpha + V)\sqrt{R_K^2 - a^2} + \\ & + fm\omega^2 a\sqrt{R_K^2 - a^2} / \cos \alpha - mgl_K \sin \alpha \end{aligned} \quad (9)$$

Якщо в останній вираз підставити відстань від центра до першого ребра ($a = a_1$), то можна отримати:

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{m}{2}\omega^2 a_1^2 \cos^2 \alpha =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{2} m \omega^2 (R_K^2 - a_1^2) - f m g \sqrt{R_K^2 - a_1^2} - \frac{1}{2} f m \omega^2 \cdot \\
&\quad \cdot (R_K^2 - a_1^2) \sin \alpha / \cos \alpha - f m \omega^2 a_1 \cos \alpha \sqrt{R_K^2 - a_1^2} - f m V \sqrt{R_K^2 - a_1^2} \\
&\quad + \frac{f m \omega^2 a_1 \sqrt{R_K^2 - a_1^2}}{\cos \alpha} - m g l_K \sin \alpha
\end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned}
V^2 + 2Vf\omega \sqrt{R_K^2 - a_1^2} &= \omega^2 a_1 \cos \alpha \left(a_1 \cos \alpha - 2f \sqrt{R_K^2 - a_1^2} \right) + \\
&+ \omega^2 (R_K^2 - a_1^2) (1 - f \sin \alpha / \cos \alpha) - 2fg \cos \alpha \sqrt{R_K^2 - a_1^2} + \\
&+ 2f\omega^2 a_1 \sqrt{R_K^2 - a_1^2} / \cos \alpha - 2gl_K \sin \alpha.
\end{aligned}$$

Звідки для відносної швидкості на вильоті з довгого ребра можна отримати:

$$V = -c_1 + \sqrt{c_1^2 + c_2} \quad (10)$$

де: $c_1 = f\omega \sqrt{R_K^2 - a_1^2}$

$$\begin{aligned}
c_2 &= \omega^2 a_1 \cos^2 \alpha (a_1 \cos \alpha - 2f \sqrt{R_K^2 - a_1^2} + \omega^2 (R_K^2 - a_1^2) (1 - f \sin \alpha / \cos \alpha) - \\
&- 2fg \sqrt{R_K^2 - a_1^2} + 2f\omega^2 a_1 \sqrt{R_K^2 - a_1^2} / \cos \alpha - 2gl_K \sin \alpha.
\end{aligned}$$

Згідно з схемою до визначення абсолютної швидкості (рис.3)

$$V_a = \sqrt{(V_a \cos \alpha_0)^2 + (V_r \sin \alpha)^2}, \quad (11)$$

де: α_0 – кут вильоту туки;

$V_a \cos \alpha_0$ – проекція швидкості вильоту на горизонтальну площину;

$V_r \sin \alpha$ – проекція швидкості вильоту на вертикальну площину.

Проекція $V_a \cos \alpha_0$ знаходиться як результат геометричного додавання переносної швидкості V_e та проекції відносної швидкості на горизонтальну площину, тобто

$$V_a \cos \alpha_0 = \sqrt{(V_r \cos \alpha)^2 + V_e^2 + 2V_e V_r \cos \alpha \cos \gamma},$$

де: γ – кут між вектором переносної швидкості V_e та проекцією відносної швидкості на горизонтальну площину.

Як витікає зі схеми, наведеної на рис.4, кут γ визначається як

$$\gamma = 180^\circ - \varphi.$$

Тоді для кута вильоту можна отримати:

$$\alpha_0 = \arccos \frac{\sqrt{(V_r \cos \alpha)^2 + V_e^2 + 2V_e V_r \cos \alpha \cos \gamma}}{V_a}. \quad (12)$$

Наведені формули дозволяють обґрунтувати деякі конструкційні характеристики розсіювача. На рис.5 наведені залежності швидкості вильоту туків і кутів вильоту від положення ребра для лопаті у якої проекція криволінійного краю на горизонтальну поверхню збігається з контуром диска.

Розрахунки проведено за такими вихідними даними: кутова швидкість диска $\omega = 57,6$ рад/с; радіус диска $R = 0,3$ м; кут нахилу лопаті $\alpha = 0,5236$ рад; коефіцієнт тертя туки по лопаті $f = 0,35$.

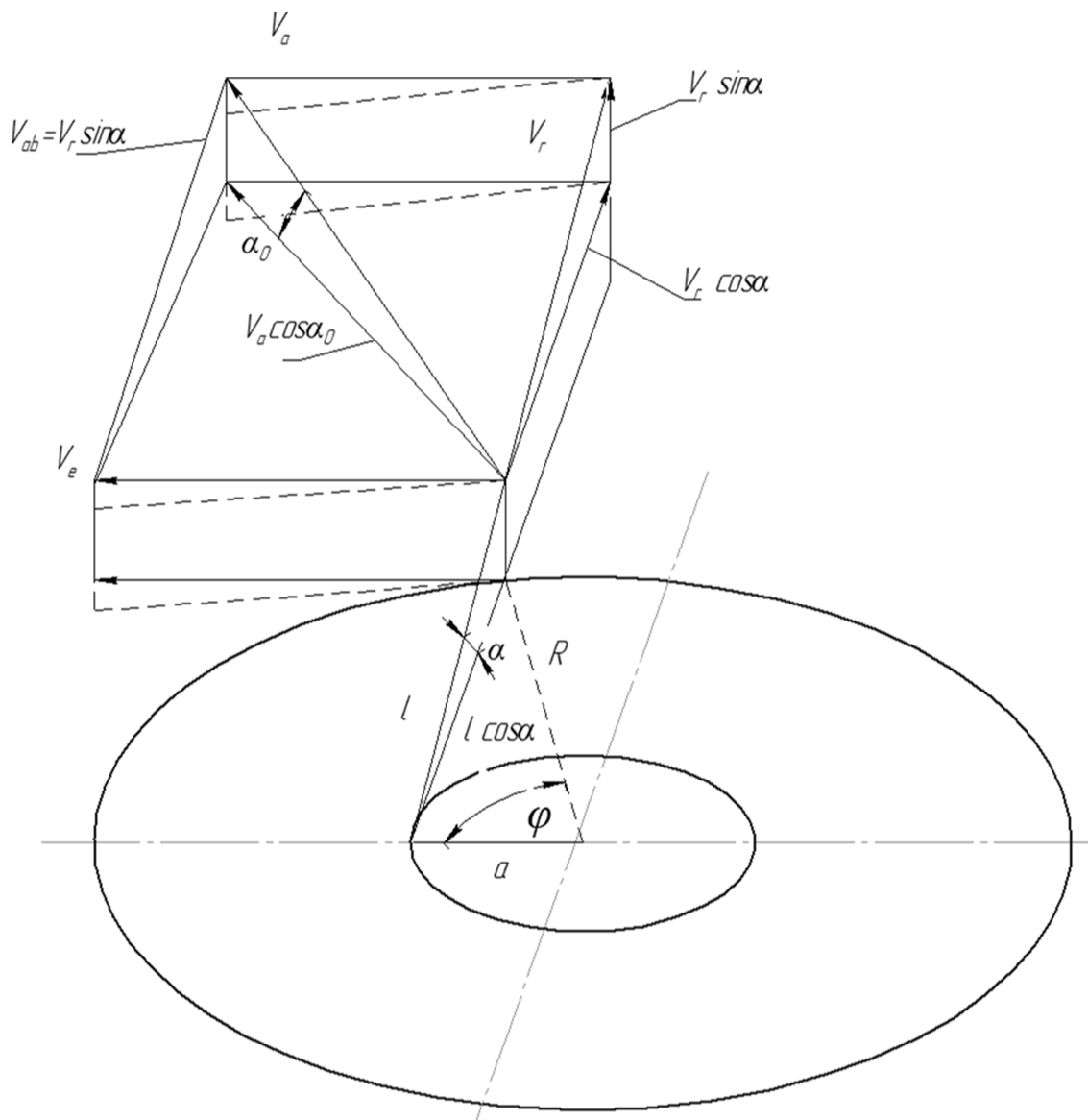


Рис.3 – Схема до визначення швидкості вильоту гранули

Як видно з рис. 5 швидкість вильоту при віддалені ребра від центра диска падає, а кут вильоту зростає. Це означає, що можливе перехрещення траєкторій руху туків, які злітають з довгого ребра і з ребра короткого. Щоб цього уникнути необхідно змінити саму лопать. Один з варіантів такої зміни передбачає, що відстань від криволінійного краю лопаті до осі обертання диска не є сталою, а зменшується в напрямку обертання диска як показано на рис.4 штриховою лінією. За умови, що ребра будуть закінчуватись на краю лопаті, буде забезпечуватись не одна й та сама переносна швидкість для кожного ребра, а різна. Це дає можливість змінювати конструкцію таким чином, щоб перехрещення траєкторій окремих потоків не відбувалося.

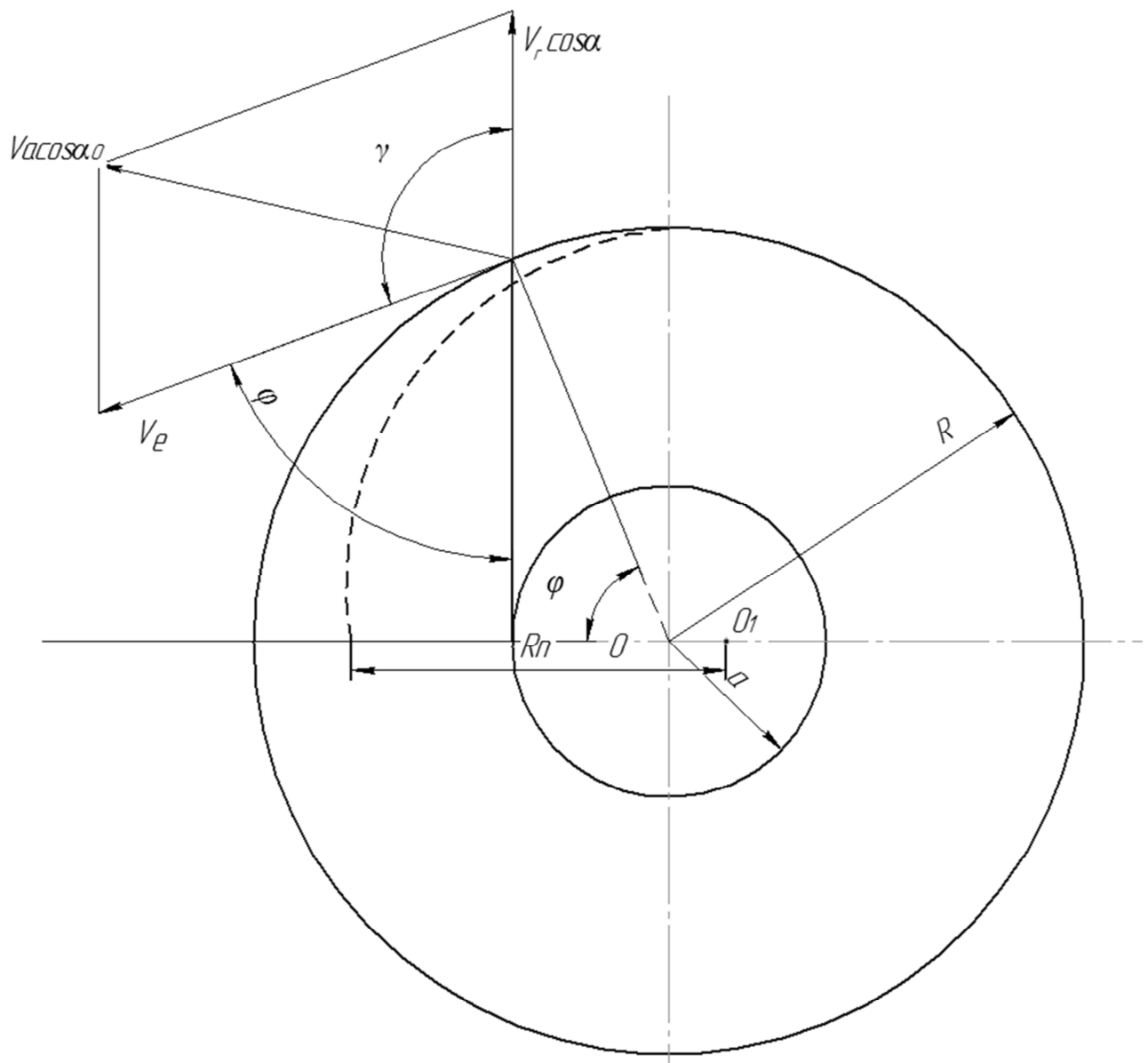


Рис.4 - Схема визначення кута γ

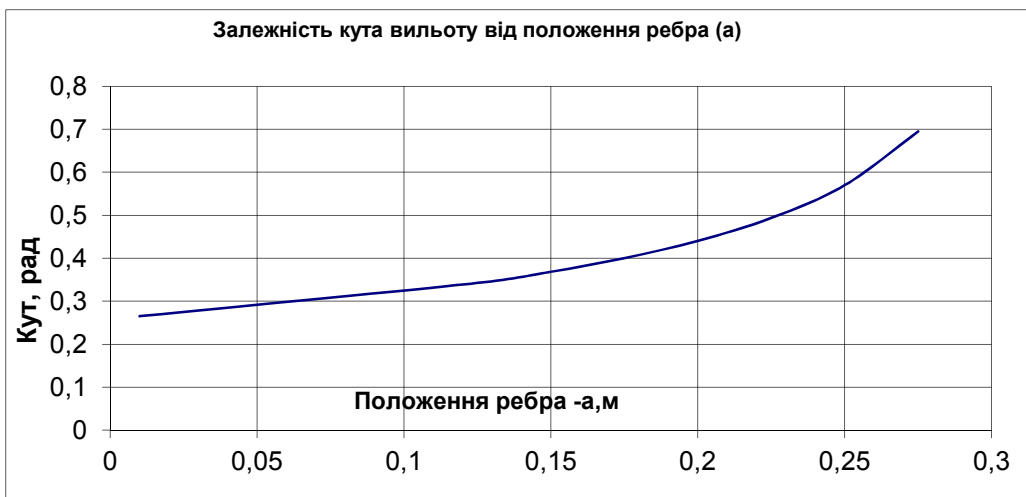
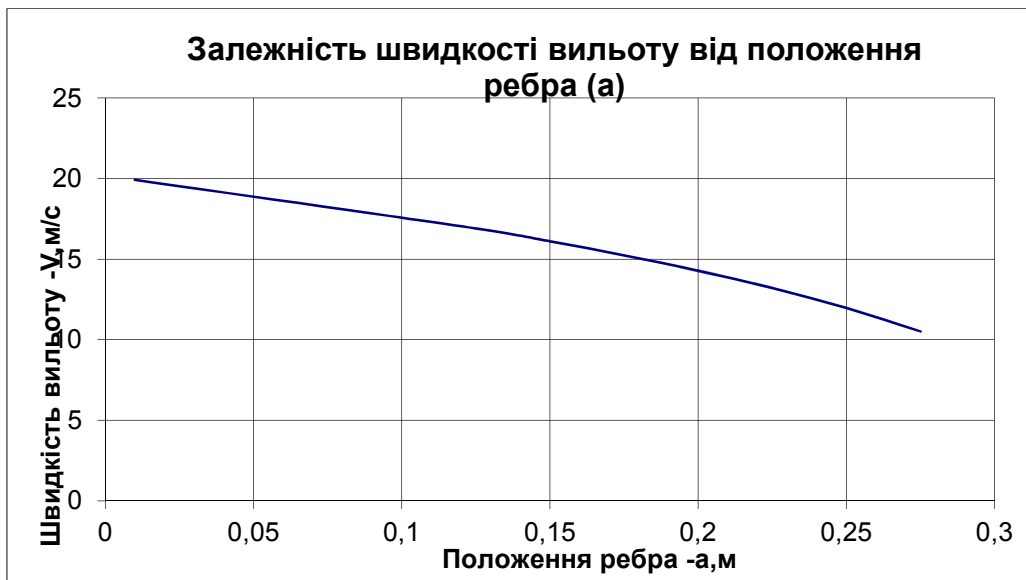


Рис.5 - Залежності швидкості вильоту та кута вильоту від положення ребра на лопаті

Висновки

1. Виведені достатньо прості для інженерного застосування формули, що дають можливість обґрунтувати конструкцію дискового розсіювача добрив, який гарантовано покращує розсіювання.

2. Отримані формули дозволяють визначати абсолютну швидкість вильоту туків з диска і кут вильоту, які необхідні для визначення ширини захвату розсіювача.

Список використаних джерел

1. Кобець А.С. Розробка конструкції відцентрового розкидача добрив / А.С.Кобець, М.М.Науменко, Н.О.Пономаренко// Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – Дніпропетровськ, 2013. – Вип.2. – с.124-128. (Механізація сільського господарства).

Аннотация

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ УДОБРЕНИЙ

Кобец А., Науменко М., Пономаренко Н.

На основе анализа движения материальной частицы по лопасти центробежного рабочего органа вдоль направляющего ребра обоснованы конструкционные характеристики четырехлопастного разбрасывателя.

Abstract

DEVELOPMENT OF CONSTRUCTION OF FOURBLADE CENTRIFUGAL THROWING ABOUT OF FERTILIZERS

A. Kobec, M. Naumenko, N. Ponomarenko

On the basis of analysis of motion of material particle for the blades of centrifugal working organ along a sending rib structural descriptions of the fourblade throwing about are grounded.

УДК 631.333

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЧОТИРИЛОПАТЕВОГО ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЧА МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

Кобець А.С., проф., Науменко М.М., к.т.н., Пономаренко Н.О., асп.

Запропоновано роторний робочий орган, конструкційні особливості якого дозволяють покращити рівномірність розсіювання мінеральних добрив.

Мінеральні добрива та хіммеліоранти, що застосовуються в нашій країні і передових країнах світу, переважно вносять за технологією основного удобрення ґрунту суцільним способом по його поверхні. Аналогічно проводять і підживлення окремих сільськогосподарських культур [2 – 4].

За останні 15 років ситуація з використанням мінеральних добрив у сільськогосподарському виробництві країн СНГ погіршилась. Однією з причин такої зміни є висока вартість мінеральних добрив та машин для їх внесення. Не меншу роль відіграє і дороговизна паливо-мастильних матеріалів, оскільки питомі витрати палива і матеріальних ресурсів дуже високі.

Постановка проблеми. У сільськогосподарському виробництві надзвичайно широко використовуються розкидачі мінеральних добрив відцентрового типу найрізноманітніших конструкцій, бо продуктивність таких машин найвища. Проте рівномірність розкидання мінеральних добрив цими машинами не задовольняє агротехнічних вимог виконання процесу і становить 60-80 % [4].

П.М. Василенком детально розроблена теорія руху окремої частинки по

горизонтальному диску, що обертається навколо вертикальної осі, а також по диску з прямою, або з криволінійною лопаткою на ньому [1]. В.В.Адамчук дослідив рух частинки вздовж лопатки, нахиленої до поверхні горизонтального диска під деяким кутом [2], що дозволяє проектувати диски з більшою шириною захвату площі, яка обробляється. Проте, незважаючи на фундаментальні дослідження в теорії взаємодії гранули з диском та чисельні удосконалення конструкції робочого органа, рівномірність розсіву мінеральних добрив, яку забезпечують існуючі розкидачі, бажає бути кращою.

З огляду на викладене, метою даної розробки є створення диска, здатного забезпечити технологічно-достатню рівномірність при розкиданні добрив.

Вирішення проблеми. Одна із суттєвих причин нерівномірності розсіву пояснюється схемою – рис.1.

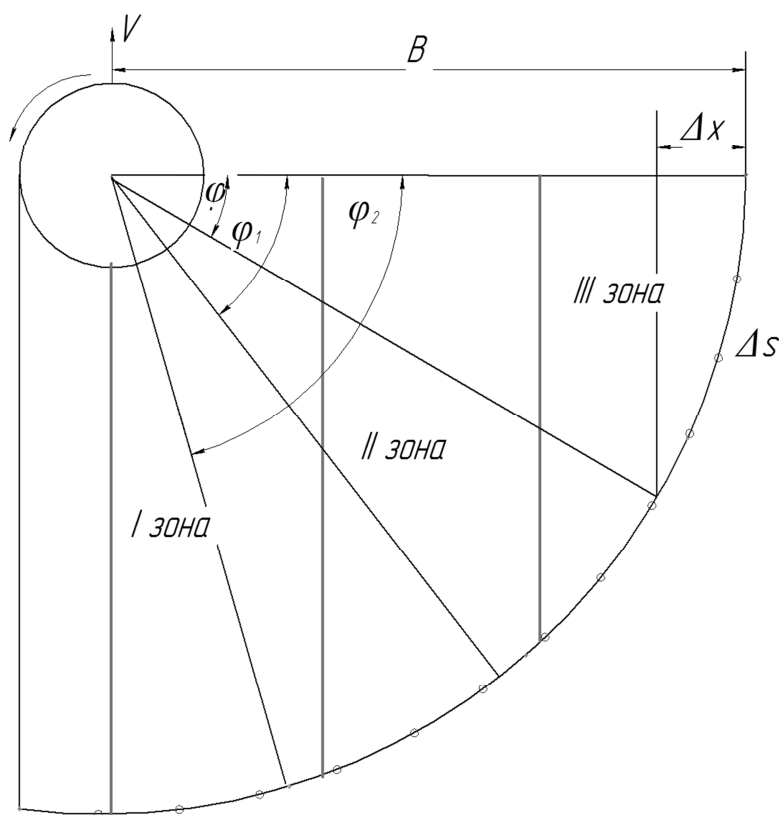


Рис.1 – Схема до аналізу нерівномірності розсіву добрива по ширині захвату за рівномірного обертання диска

Якщо припустити, що всі гранули при розвантажуванні диска закидаються на одну і ту ж саму відстань B від центра за умови, що агрегат не рухається, то за рівномірного розміщення гранул на колу радіуса B під час руху стає очевидним ущільнене засівання по краю ширини захвату.

На підставі прийнятого припущення можна стверджувати, що кількість гранул, яка припадає на полосу Δx по ширині захвату, пропорційна довжині відповідної дуги Δs (рис.1.). Це дає можливість характеризувати інтенсивність засівання площі, що обробляється, співвідношенням $\Delta s/\Delta x$. Як видно на рис. 2.

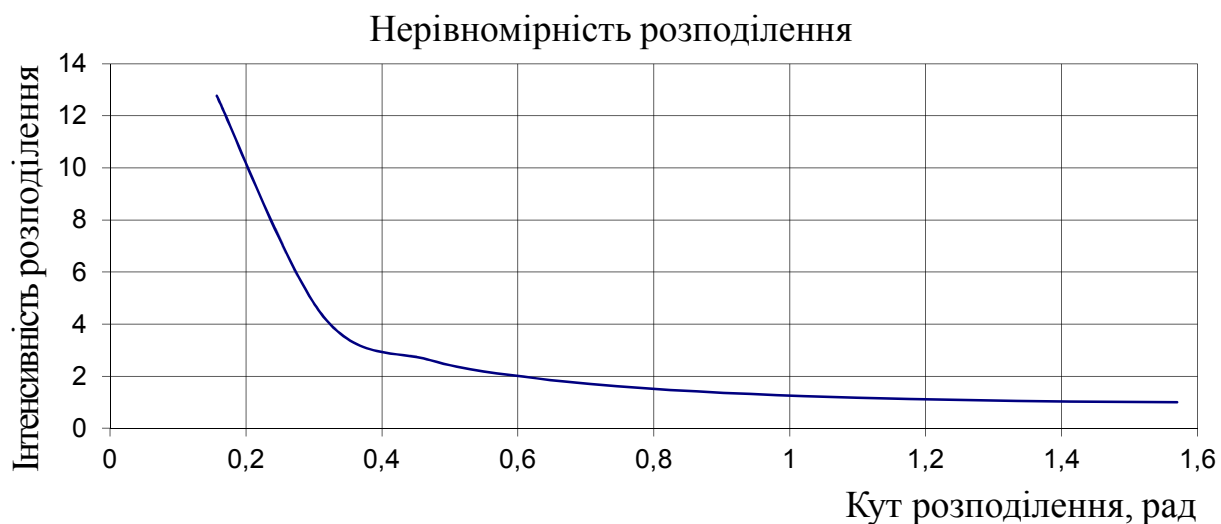


Рис.2 – Ілюстрація до нерівномірності розподілення

Найбільш інтенсивно засівається зона, ширина якої визначається третиною від половини ширини захвату і відповідає значенню кута $\varphi_1 = 0,841$ рад ($48,19^\circ$). Якщо розбити половину площі захвату на три рівновеликі ділянки (рис.1.), то, як показують розрахунки, на третю зону припадає 53,56 % об'єму добрив, на другу, що визначається кутами φ_1 і φ_2 ($\varphi_2 = 70,53^\circ$) – 24,82 % від об'єму добрив, і на першу – 21,64 % від об'єму половини ширини захвату.

Очевидно, що реальна схема розподілення буде відрізнятися від розглянутого ідеалізованого варіанта, проте загальна картина ущільненого розсіву ширини захвату на краях полоси спостерігається і в реальних умовах.

Конструкція диска, що пропонується для вирішення проблеми (рис. 3), передбачає можливість додаткового одночасного розсіву зон II і I до досягнення середньої щільності, яка реалізується в зоні III (рис.1).

Диск 1 оснащений чотирма лопатями 2, нахиленими до горизонтальної поверхні диска під деяким кутом α ; на робочій поверхні кожної лопаті закріплені по три вертикальні напрямні ребра 3, поздовжні осі яких перпендикулярні до лінії перетину лопаті і площини диска. Добрива подаються в центр диска і під дією відцентрових сил надходять на лопаті. На кожній лопаті потік добрив розділяється на три незалежні потоки, які при сходженні з поверхні лопаті матимуть різні швидкості, причому на найдовшому ребрі тукам надається найбільша відносна, а отже, найбільша абсолютна швидкість сходу; найменша швидкість буде розвиватися на короткому ребрі.

Враховуючи те, що і кути сходження з кожного ребра будуть різними, можна стверджувати, що окремі потоки туків будуть рознесені у просторі і перехрещення траєкторій не відбудеться. Кут нахилу кожної лопаті α підбирається за умови забезпечення максимальної дальності польоту туків. Положення другого за довжиною ребра і його довжина підбираються в такий спосіб, щоб дальність польоту туків, що злітають з нього, становила $2/3B$ (від половини ширини захвату). Друге ребро призначене для додаткового засівання II і I зон.

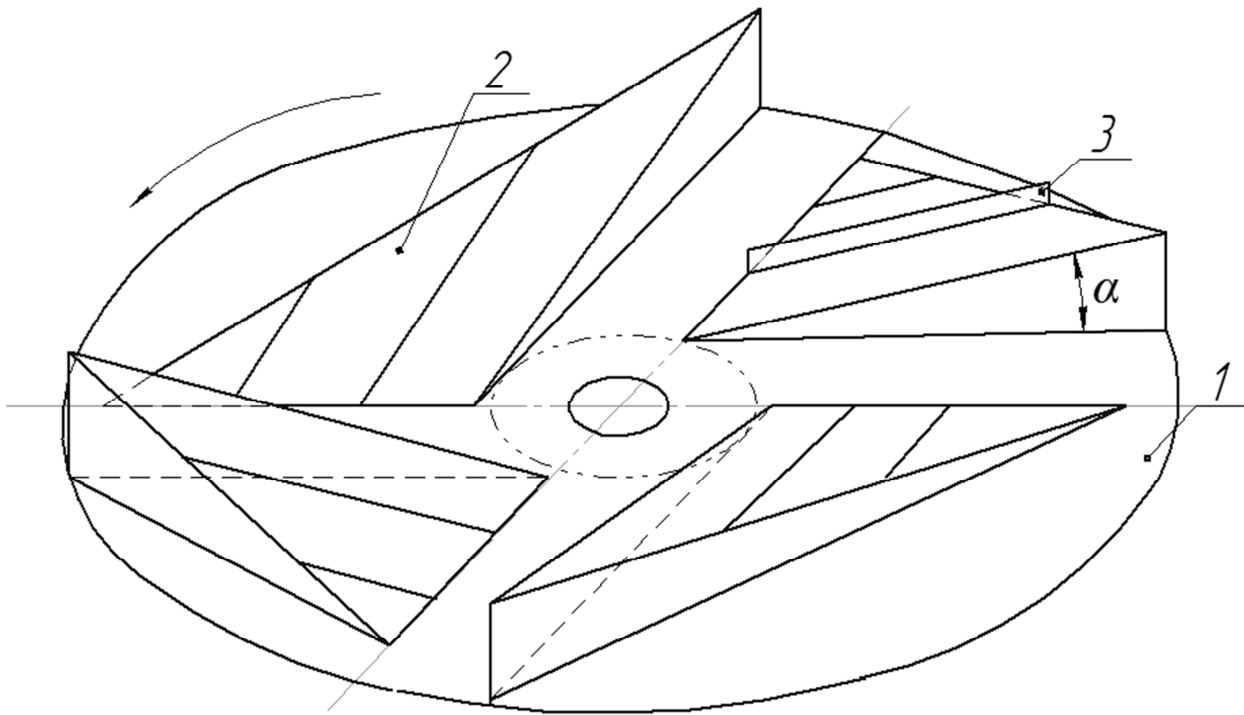


Рис. 3 – Конструктивна схема розкидача мінеральних добрив: 1 – диск; 2 – лопаті; 3 – одне з напрямних ребер

Очевидно, що середня щільність засівання II зони (рис. 1) буде забезпечуватися такою ж, як і зона III в тому випадку, коли з другого ребра в цю зону додатково потрапляють 28,74 % від об'єму добрив, що розкидається довгим ребром. Отже, якщо об'єм добрив на першому ребрі прийняти за 100 % і схема розподілення другим ребром така сама, як і для першого, то об'єм добрив, що розподіляється першим ребром 28,74 %, для другого ребра становитиме 53,56% від об'єму, що ним розкидається.

Якщо 28,74 % добрив, що розсіюються довгим ребром, складають 53,56 % від об'єму, що повинен потрапляти на середнє ребро, то повний обсяг цього об'єму « x » можна визначити з пропорції $28,74 / 53,56 = x / 100$. Звідки:

$$x = (28,74 \cdot 100) / 53,56 = 53,66.$$

Це означає, що на середнє ребро необхідно забезпечувати подачу добрив за об'ємом приблизно вдвічі меншим, ніж на ребро довге. При виконанні цієї умови середня щільність засівання буде однаковою за шириною полоси, яка визначиться як сума ширини зони III ($B/3$), середня щільність якої забезпечується довгим ребром, і ширини аналогічної зони для середнього ребра ($1/3(2/3B) = 2/9B$), на якій середня щільність забезпечується довгим і середнім ребрами, тобто ця сумарна ширина дорівнюватиме:

$$1/3B + 2/9B = 5/9B.$$

Відзначимо, що на зону, яка залишилася (шириною $4/9B$) від довгого ребра припало приблизно 22 % об'єму, який воно забезпечило, а від другого – ще 22 % від 53,56 %, тобто 11,32 %, що в сумі дає 32,32 %. Тоді в зону, що залишилася,

необхідно висіяти ще $53,56 - 32,32 = 11,24$ % від об'єму добрив, який припадає на перше довге ребро. Таким чином, на коротке ребро необхідно забезпечувати подачу добрив за об'ємом, що становить 11,24 % від об'єму, що припадає на ребро довге. Положення короткого ребра і його довжина підбирається так, щоб дальність польоту туків, що злітають з нього, дорівнювала $1/3B$.

Висновки. Цілком очевидно, що за прийнятою схемою розподілення добрив (рис.1) лівий край зони I теоретично буде недовантажений. Проте, як свідчить практика, цей недолік компенсується «недольотом» гранул з різних технічних причин.

З'ясована одна з можливих причин нерівномірності розсіву добрив розкидачами відцентрового типу.

Запропонована конструкція розкидача, який може реалізувати більш рівномірне розкидання за умови забезпечення окремого живлення кожного з трьох вилітаючих з диска потоків гранул.

Список використаних джерел

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. / П.М.Василенко. – К.: Изд-во Украинской академии сельскохозяйственных наук, 1960. – 283 с.
2. Адамчук В.В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хіммеліорантів: автореф. дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук: спеціальність 05.05.11. / К, 2006. – 45 с.
3. Сметнев С.Д. Состояние и перспектива механизации применения минеральных удобрений. / С.Д. Сметнев // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1971. № 5. – 189 с.
4. Кравчук В.І. Сучасні тенденції розвитку конструкції с.-г. техніки / Кравчук В.І., Грицигінна М.І., Ковалю С.М. – К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

Кобец А., Науменко М., Пономаренко Н.

Предложено роторный рабочий орган, конструкционные особенности которого позволяют улучшить равномерность рассеивания минеральных удобрений.

Abstract

RATIONALE FOR THE CONSTRUCTION OF CENTRIFUGAL SPREADER OF MINERAL FERTILIZERS

A. Kobets, N. Naumenko, N. Ponomarenko

Investigational construction features of rotor working organ and their influence on the high-quality indexes of work of throwing about of mineral fertilizers.

ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ И ПАРАМЕТРОВ РОТОРНО-ПУЛЬСАЦИОННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ЖИДКИХ УДОБРЕНИЙ

Войтюк В.Д., д.т.н., доц., Борхаленко Ю.А., к.т.н.

Национальный университет биоресурсов и природоиспользования Украины

В статье приведено обоснование применения разработанного роторно-пульсационного аппарата для приготовления жидких удобрений, определены его оптимальные параметры

Постановка проблемы. В условиях рыночной экономики большое значение имеет своевременное внедрение в агропромышленное производство новых технологий и новейшей техники.

Одним из резервов роста эффективности агропромышленного производства является уменьшение потерь и повышение урожайности сельскохозяйственных культур. Это достигается комплексом мероприятий, включая агротехнические, физические, механические и биологические.

Агрохимические методы, используемые для питания растений, в настоящее время являются основными в повышении плодородия почв и урожайности сельскохозяйственных культур.

Для приготовления жидких растворов агрохимикатов применяются различные по назначению и конструкции мешалки, которые не в полной мере обеспечивают качественную гомогенизацию и диспергирование рабочих жидкостей.

Цель работы. Повышение эффективности процесса приготовления жидких удобрений, обоснование параметров разработанного роторно-пульсационного аппарата.

Основной материал. Для приготовления растворов агрохимикатов используют в основном протравливатели и опрыскиватели, а также специальные агрегаты отечественные – АПЖ-12, ОЗУ-24, ОЗУ-15, ПРД-3500, МЖТ-Ф-6 и зарубежные – «Пемикс - 1002», АСЯ-4, СТК-4, «Восток - 88» и др. [2,3].

Для обеспечения стабильной концентрации раствора и предотвращения оседания на дно нерастворимых агрохимикатов применяют мешалки.

Смесительные устройства классифицируются по назначению и по способу осуществления процесса перемешивания. По назначению смесители бывают общего назначения и специальные. Смесители общего назначения смешивают компоненты (жидкость + жидкость, жидкость + порошок, порошок + порошок). Смесители специального назначения используются для смешивания (гомогенизации) нескольких компонентов одного вещества.

По способу перемешивания смесители бывают гидравлические, пневматические и механические.

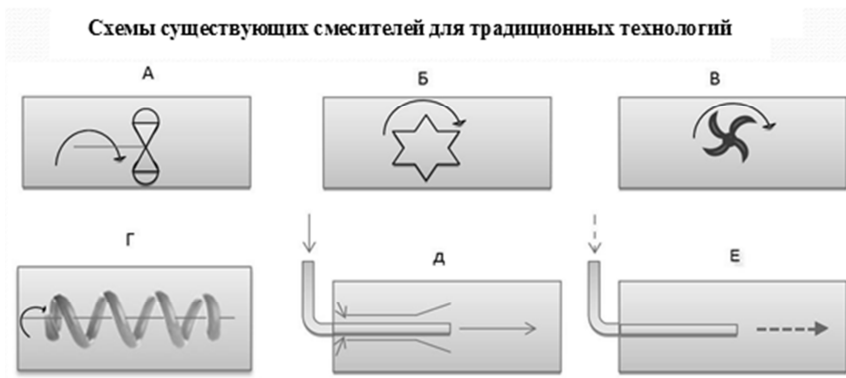


Рис. 1 – Типы смесительных приспособлений:

А – лопастный; Б – барабанный; В – роторный; Г – винтовой; Д – гидравлический эжекторного типа; Е – пневматический

Традиционные технологии смешивания связаны преимущественно со стремлением к максимальной турбулизации жидкой среды: либо путем использования вращательных механических перемешивающих устройств, либо за счет достижения больших скоростей в каналах. В любом случае существенная часть введенной энергии непродуктивно расходуется на преодоление сил вязкости и сил трения.

В то же время во многих отраслях (фармацевтической, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой и др.) применяются аппараты, которые работают на основе энергосберегающих технологий с использованием принципа дискретно-импульсного ввода энергии (ДИВЭ), что обеспечивает высокое качество продукта при минимальных энергетических, финансовых и материальных затратах [1].

При решении поставленных задач использован комплексный метод системного анализа и синтеза теоретических и экспериментальных исследований. Теоретические исследования основаны на применении законов гидродинамики. Пульсации давления и скорости потока жидкости, интенсивная кавитация, развитая турбулентность, ударные волны и кумулятивные струйки от сплескивания кавитационных пузырьков, большие сдвигающие и срезающие напряжения – эти факторы взаимодействия в жидкой гетерогенной среде подлежат изучению, компьютерному моделированию, оптимизации и использованию для повышения эффективности перемешивания жидких удобрений. При проведении экспериментальных исследований использованы методы планирования экстремальных исследований. Расчет двумерных нестационарных полей концентрации в объеме смесительного бака проводился путем численного решения уравнений Навье-Стокса с помощью компьютерной программы STAR-CD.

Применение принципа дискретно-импульсной трансформации энергии возможно при использовании различных физических явлений и процессов, но, главным образом, при реализации или комбинировании действий следующих теплофизических эффектов:

- снижение или повышение давления в газе (паро) жидкой среде;

- адиабатного закипания;
- гидравлического удара;
- ударной волны давления или разрежения;
- локальной турбулентности;
- кавитации.

Введенная энергия может быть предварительно сконцентрирована в различных формах – тепловой, механической, электрической, электромагнитной и т.д. Сущность дискретности метода ДИВЭ заключается в распределении сжимаемой фазы технологической среды по определенным точкам ее объема, суть импульсивности в реализации условий, при которых в окружении этих точек возникают существенные градиенты давления, скорости, температуры, концентрации, плотности, химических потенциалов электрического или магнитного полей и т.п., а также разрывы непрерывности значений этих технологических параметров [4,5].

Необходимо подчеркнуть, что результаты исследования структуры потока дают лишь качественную картину, которая характеризует поле скоростей в аппарате с мешалкой. Точнее результаты, включая количественные показатели, можно получить на основе математических моделей, учитывающих гидродинамические и массообменные явления, которые имеют место в аппарате в процессе перемешивания.

С использованием компьютерного моделирования исследовано влияние параметров режима перемешивания (геометрических размеров устройства и его рабочих органов и частоты вращения) на степень гомогенизации среды.

В качестве примера перемешивания компонентов "жидкость - жидкость" берем 15 л удобрения КАС и 30 л воды.

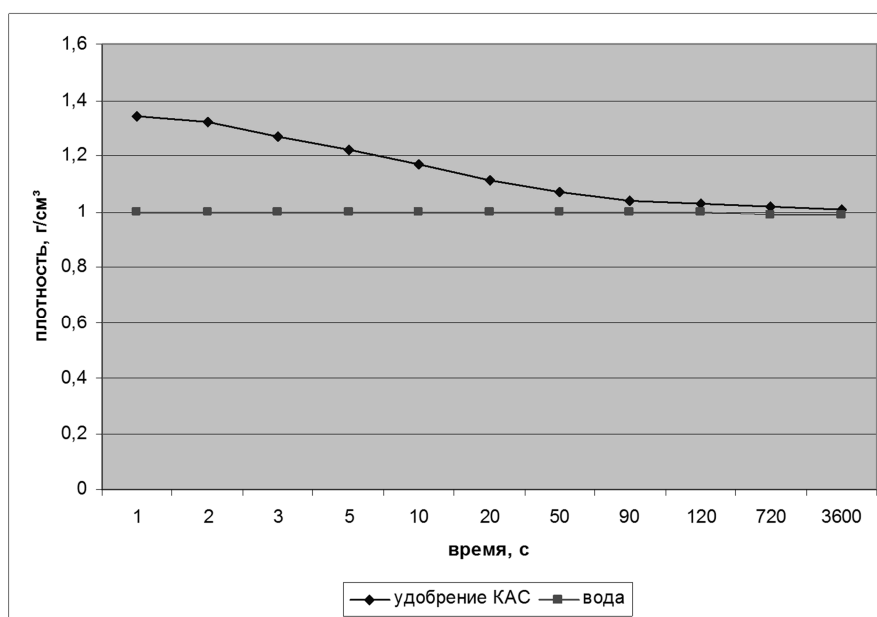


Рис. 2 – Изменение плотности основного (воды) и составляющих компонентов в процессе приготовления удобрения КАС

В результате компьютерного моделирования процесса перемешивания установлено оптимальное время выполнения операции, что позволяет осуществлять ее только для высокой гомогенизации раствора и не допускать неэффективных энергетических затрат.

Компьютерное моделирование и экспериментальные исследования выполнялось на базе роторно-пульсационного аппарата [6].

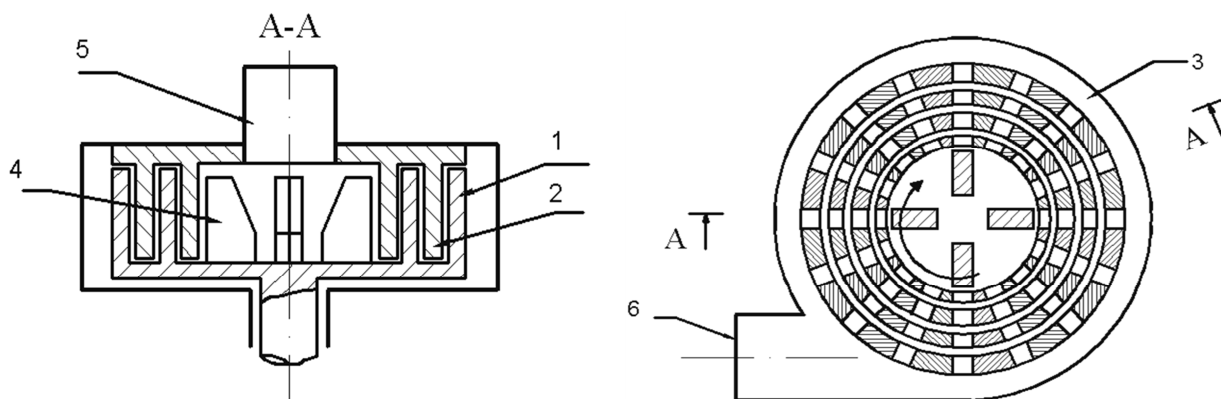


Рис. 3 – Конструкция РПА:

1 – ротор, 2 – статор, 3 – корпус, 4 – лопасти, 5 – патрубок, 6 – выпускное устройство

В корпусе роторно-пульсационного аппарата соосно расположены ротор 1 и статор 2, имеющие отверстия. Компоненты обрабатываемой среды подаются в аппарат и проходя через его рабочие органы, подвергаются интенсивному смешиванию, диспергированию, деформации, а также пульсационным и другим гидродинамическим явлениям. Обработанная среда выходит из аппарата через выпускное устройство 6.

Используемый аппарат имеет следующими конструктивные показатели: диаметр ротора – 120 мм, длина каналов – 5...7 мм, зазоры между дисками динамического фильтра и цилиндрами ротора и статоров – 0,2 мм. Ротор вращается с частотой 3000 об/мин.

Таблица 1 – Данные, которые использовались при теоретических исследованиях смешивания удобрений с использованием принципа ДИВЭ

Начальные условия		
Параметры	Единицы измерения	Значения
Температура воды	°С	18-20
Температура удобрения	°С	18-20
Плотность воды	г/см ³	1,00
Начальная плотность удобрения КАС	г/см ³	1,34
Исходные данные теоретических исследований		
Зазор между ротором и статором РПА	мм	0,15-0,3
Частота вращения ротора РПА	об/мин.	1000-3000
Время перемешивания	мин.	6
Кратность исследований	раз	3

В качестве модельной среды рассматривают жидкое удобрение, представляющее собой вязкую ньютоновскую жидкость с плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ и кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 10 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Анализ исследований, полученных с помощью CFD-модели, помог определить закономерность изменения расходных характеристик аппарата, а также показал возможность увеличения амплитуды пульсирующих давлений за счет согласования моментов максимального раскрытия проходных сечений динамического фильтра и статорно-роторного пространства.

В результате компьютерного моделирования и экспериментального исследования перемешивания гетерогенных сред доказано, что традиционные методы приготовления растворов агрохимикатов малоэффективны. Значительное повышение эффективности достигается за счет использования принципа ДИВЭ.

Практика подтверждает, что технологическое оборудование, в котором целенаправленно обосновано применение дискретно-импульсного ввода энергии является весьма перспективным с точки зрения энерго- и ресурсосбережения.

Результаты исследований показали, что использованные ранее методы перемешивания гетерогенных сред для дальнейшего использования в качестве удобрений неэффективны. Использование методов перемешивания удобрений, основанных на принципах ДИВЭ, способствует получению гомогенной диспергированной среды при значительно меньшем расходе энергии и времени.

Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований в лабораторных и полевых условиях показывает, что их отклонения колеблются в пределах 1,9–3,8%.

Выводы. По итогам проведения полевых исследований в течение трех лет установлено:

- оптимальные параметры работы роторно-пульсационного аппарата находятся в таких пределах: время перемешивания – 500–750 с, зазор между ротором и статором – 0,27–0,29 мм, количество оборотов – 2200 об/мин.;

- данные параметры работы роторно-пульсационного аппарата соответствуют требованиям диспергирования и гомогенизации раствора удобрений и наиболее эффективны с точки зрения снижения энергозатрат, а также сокращения времени на их приготовление;

- благодаря доведению рабочей эмульсии КАС до высококачественного состояния с помощью РПА, работающего по принципу ДИВЭ, существенно повысились урожайность и качество зерна озимой пшеницы;

- прирост валовой продукции ежегодно в среднем составил 3,3%;

- увеличилось содержание клейковины в зерне озимой пшеницы и составило 31,4%, что на 4,7% больше, чем на контрольном участке, и на 2,3% больше, чем на участке обработанном раствором удобрения, изготовленного обычным способом;

- увеличилось содержание белка до 14,8%, то есть пшеница соответствует требованиям сильных пшениц первой группы и, как следствие, увеличивается реализационная цена пшеницы, а также прибыль хозяйства.

Список использованных источников

1. Долинский А.А., Иваницкий Г.К. Принцип разработки новых энергосберегающих технологий и оборудования на основе методов дискретно-импульсного ввода энергии. ISSN 02-04-3602. – Пром. теплотехника, 1997, т. 19, № 4–5.
2. Субін В.С. Інтегрований захист рослин: підручник / В.С. Субін, В.І. Олефіренко. – Київ: Вища освіта, 2004. – 336 с.
3. Олефіренко В.І. Захист рослин: підручник / В.І. Олефіренко, М.В. Скалій. – Київ: Інтас, 2007. – 301 с.
4. Балабудкин М.А. О закономерностях гидродинамических явлений в роторно-пульсационных аппаратах / М.А. Балабудкин // Теорет. основы хим. Технологии. – 1975. – Т. 9. – № 5. – С. 783–788.
5. Войтюк Д.Г. Интенсификация биоконверсионных процессов методом дискретно-импульсного ввода энергии. – Науковий вісник НАУ. – 2008. – № 11, 12. – С. 15–17.
6. Ламб Г. Гидродинамика: учебник / Г.Ламб. – Москва: Гостехиздат, 1947. – 928 с.
7. Балабышко А.М. Роторные аппараты с модуляцией потока и их применение в промышленности: уч. пособ. / А.М. Балабышко, В.Ф. Юдаев. – Москва: Недра, 1992. – 176 с.
8. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учебник / Л.Г. Лойцянский. – Москва: Наука, 1979. – 736 с.

Анотація

ОБГРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ І ПАРАМЕТРІВ РОТОРНО-ПУЛЬСАЦІЙНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ РІДКИХ ДОБРІВ

Войтюк В., Борхаленко Ю.

У статті приведено обґрунтування використання розробленого роторно-пульсаційного апарата для приготування рідких добрив, визначені його оптимальні параметри.

Abstract

GROUND OF THE USE AND PARAMETERS ROTOR-PULSATION VEHICLES FOR PREPARATION OF LIQUID FERTILIZERS

V. Voityuk, Y. Borkhalenko

In the article the ground of the use developed is resulted rotor-pulsation vehicle for preparation of liquid fertilizers, certain him optimum parameters.

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МТА НА ОСНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ

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

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Представлено дослідження на основі методики розрахунку МТА за критерієм сукупних витрат.

Вивчаючи питання підвищення ефективності застосування техніки, ми прийшли до висновку, що використання грошей для оцінки виробничих процесів, пов'язаних з впливом природних факторів, не завжди дає правильні результати, оскільки в різні моменти часу одні й ті ж предмети або дії мають різне грошове вираження. Проте в природі завжди існував інший, не залежний від кон'юнктури загальний критерій – енергія. Саме вона дозволяє оцінювати як результати праці, так і саму працю, бо в його основі лежить витрачена енергія.

Протягом ряду років ми проводили розрахунки по оцінці підвищення ефективності використання техніки, спираючись на економічні критерії. Однак з початком в нашій країні гіперінфляції з'ясувалося, що цей процес впливає на оптимальні параметри техніки, хоча з інженерної точки зору параметри механічної системи не залежать від мінливості цінової політики. Тому ми, як і багато інших вчених, дійшли висновку, що процеси, що відбуваються в агрофітоценозі, повинні розглядатися з точки зору потоків енергії. Вивчення біологічної продуктивності та потоків енергії в агрофітоценозах має величезне значення для вирішення багатьох теоретичних і практичних задач. Знання закономірностей формування продуктивності та використання енергії фітокомпонентами дозволить підійти до встановлення раціональних прийомів управління біологічної продуктивності агроценозів з метою більш повного використання сонячної радіації для створення сільськогосподарської продукції та раціонального застосування природних ресурсів території на більш широкій науковій основі.

Зростання енерговитрат в аграрному секторі і зниження енерговіддачі викликають необхідність шукати шляхи підвищення ефективності використання енергії. З цією метою в США [1], Канаді [2], Великобританії [3], інших розвинених країнах, а також у Росії [5, 6] розробляються програми, що передбачають економію енергії, збільшення її виробництва за рахунок власних ресурсів, заміну нафти на інші енергоносії, боротьбу з втратами продукції на всіх етапах сільськогосподарського виробництва, створення енергозберігаючих технологій і т. ін. Так, в США Радою з сільськогосподарської науки і технологій і Американським товариством с.-г. інженерів розроблена програма, спрямована на зниження витрат енергії в сільському господарстві. В її виконанні приймають участь університети, державні та приватні установи, дослідні

сільськогосподарській станції. В Угорщині [4] по дорученню Міністерства сільського господарства і харчової промисловості розроблена комплексна програма "Раціональне використання енергії в сільському господарстві". Переваги в отриманні кредитів надавали підприємствам, які впроваджують менш енергоємну технологію, скорочують споживання енергії та матеріалів.

Нами проведені дослідження, в результаті яких створено методику розрахунку МТА за критерієм сукупних витрат. На її основі отримані дані щодо зниження енерговитрат на технологічних операціях в рослинництві. Аналіз структури енерговитрат показує, що необхідно знижувати енерговитрати, які пов'язані, в першу чергу, з втратою врожаю, а потім з виготовленням, ремонтом (капітальним та поточним) і обслуговуванням техніки, а також з витратою палива і мастильних матеріалів. Створена методика дозволила визначити оптимальні параметри та режими роботи агрегатів в залежності від розмірів полів, довжини гону, типу і механічного складу ґрунту і т.ін. На ділянках із маленькими площами продуктивність агрегату падає, як наслідок, збільшуються погектарні витрати палива, зростає агротехнічний термін виконання операції.

На рис. 1, 2 показані питомі енерговитрати на сівбі і культивуванні в залежності від площі поля. Як видно із залежностей, розміри поля менше 20 га недоцільні, тому що при цьому по гіперболічній залежності збільшуються питомі витрати енергії. Із графіків випливає, що сумарні енерговитрати на культивуванні менше, ніж на сівбі, незважаючи на те, що перша – більш енергоємна операція, оскільки вплив здійснюється на велику площу. Це пояснюється тим, що на культивуванні вплив агрегату на урожайність культури менше, ніж на посіві, і тому менше втрати врожаю, а значить, і енергії.

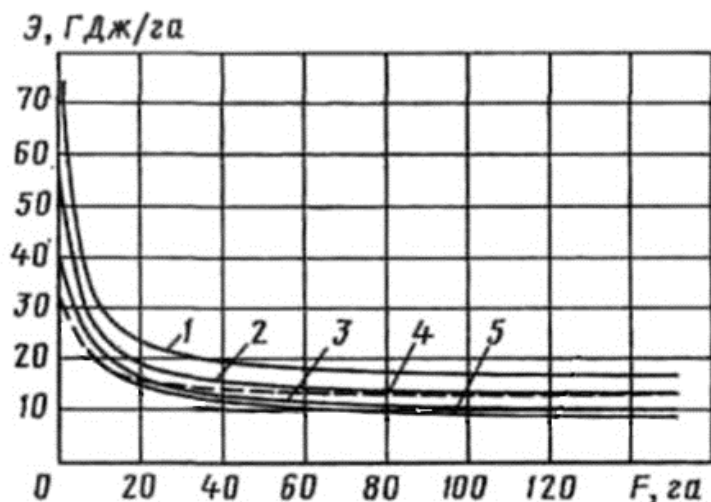


Рис. 1 – Зміна питомих сумарних енерговитрат на посіві та роїпшениці залежно від розмірів поля для тракторів: 1 - К- 701; 2 - Т- 150К; 3 - МТЗ- 82, 4 - Т- 150; 5 - ДТ - 75М

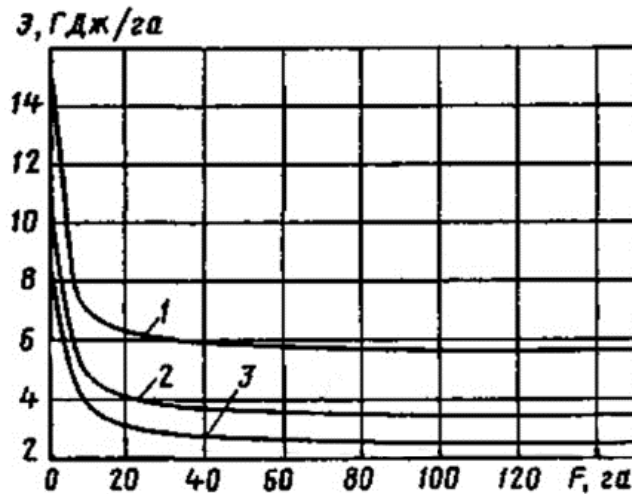


Рис. 2 – Зміна питомих сумарних енерговитрат на культивуванні залежної від розмірів поля для тракторів :
1 - Т- 150К; 2 - Т- 150; 3 - ДТ- 75М

На оранці сумарні енерговитрати більшою мірою залежать від питомого опору ґрунту (типу, механічного складу, вологості), ніж від розмірів поля, так як орні агрегати більш маневрові. У зв'язку з тим, що на оранці ущільнення ґрунту незначно впливає на втрати врожаю і вони спостерігаються в основному через порушення термінів виконання операції, мінімальні питомі сумарні енерговитрати забезпечують колісні трактори. Оранка – одна з найбільш енергоємних операцій у виробничому процесі обробки зернових культур (рис. 3).

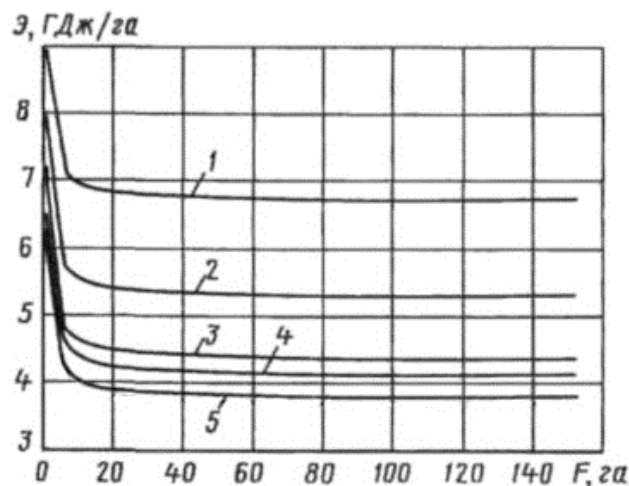


Рис. 3 – Зміна енерговитрат на оранці залежної від розмірів поля при роботі агрегатів з оптимальними параметрами для тракторів:
1 - МТЗ- 82; 2 - ДТ- 75М; 3 - К- 701; 4 - Т - 150; 5 - Т -150К

У сукупності з малою продуктивністю це призводить до різкого збільшення витрати палива на одиницю виконаної роботи, в результаті енерговитрати на цю операцію можна порівняти з енерговитратами на посів і культивування, де спостерігаються значні втрати врожаю. Закономірність

параболічного зниження сумарних енерговитрат при зростанні ширини захвату і зменшенні швидкості виконання операції до 5 км/год зберігається для гусеничних тракторів на більшості технологічних операцій. При цьому оптимальні ширина захвату і робоча швидкість МТА в кожному випадку визначаються поєднанням конкретних умов роботи агрегату (площею поля, довжиною гону і т. ін.).

Програма дозволяє проводити інженерні розрахунки для конкретних господарств, розмірів поля, типу і механічного складу ґрунту, організації виконання польових робіт (режиму роботи і т.ін.) з урахуванням наявної техніки, запроваджених технологій та інших особливостей виробництва.

Список використаних джерел

1. Braunhardt, K. Combine development in a global environment // 28 Symposium "Actual tasks on Agricultural Engineering". –Opatija: Croatia, 2000.
2. Globalization with a human face // World Machinery. - 2002, N 5.
3. Kutzbach, H.D. Trends in Power and Machinery // Journal of agricultural Engineering Research. — 2000, N 76.
4. Montaguti, M. Agricultural mechanization in the new century // World Machinery. - 2001, N 11/12.
5. Ресурсосбережение при технической эксплуатации сельскохозяйственной техники. Ч. 1./В.И.Черноиванов и др. — М.: Росинформагротех, 2001.
6. Хафизов, К.А. Структура энергетических затрат на технологических операциях в растениеводстве // Тр. 3-й Междунар. науч.-техн. конф. "Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве". Ч. 2. Энергосберегающие технологии в растениеводстве и мобильной энергетике. — М.: ВИЭСХ, 2003.

Аннотация

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МТА НА ОСНОВЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

Чигрин А., Чигрина С.

Представлены исследования на основе методики расчета МТА по критериям совокупных расходов.

Abstract

THE EFFICIENCY OF THE MACHINE AND TRACTOR UNIT BASED ENERGY ANALYSIS

A. Chygryn, S. Chygryna

Current research based methods of calculating machine and tractor unit on the criterion of total costs.

К УРАВНЕНИЮ ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ

Бредихин В.В., доц. к.т.н.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

В статье рассмотрены некоторые вопросы математического моделирования движения слоя зерновой смеси по плоской поверхности воздухопроницаемой деки.

Введение. В современных экономических условиях развитие народного хозяйства неразрывно связано с научным подходом к решению поставленных задач. Украина является одной из ведущих Европейских аграрных стран. Одним из основных аспектов развития аграрного сектора страны, является наращивание объемов и качества выращиваемого зернового материала. Получение высококачественного зернового и посевного материала возможно только при использовании передовых научных и теоретических разработок. Крайне важно использование современных теоретических методов моделирования процессов, происходящих в зерновых смесях на рабочей поверхности пневмосортировальных столов (ПСС).

Анализ основных исследований и публикаций. Рядом исследователей (Блехман Н.И., Гортинский В.В., Желтухин Б.В., Лейкин Я.И. и др.) созданы основы теории самосортирования частиц зерновых смесей в псевдооживленном слое при воздействии колебаний различного типа [1, 2]. Определены условия начала внутрислоевых перемещений, закономерности протекания процесса самосортирования, связывающие свойства сыпучей смеси с динамическими и кинематическими характеристиками рабочей поверхности. Однако эти теоретические исследования внутрислоевых процессов, как правило, основывались на простейших физических моделях [3, 4]. Слой смеси частиц, различающихся по геометрическим, физико-механическим свойствам и находящейся на воздухопроницаемой поверхности, подвергается воздействию воздушного потока и/или виброколебаниям рабочей поверхности. В результате при определенных значениях скорости воздушного потока и величинах амплитуды и частоты колебаний опорной поверхности слой частиц может находиться в псевдооживленном состоянии, т.е. приобретает свойство текучести. Это приводит к тому, что наблюдается расслаивание смеси частиц: частицы, отличающиеся по своим аэрогравитационным свойствам, могут погружаться или всплывать в псевдооживленном слое. Этот физический механизм и лежит в основе процесса самосортирования [1].

Математические модели, описывающие этот процесс, в основном, основываются на уравнениях движения отдельной частицы [5]. При этом, воздействие псевдооживленного слоя на частицу учитывается введением различного типа сил: сила тяжести, сила сопротивления среды в приближении

Ньютона или Стокса, выталкивающая сила Архимеда и т.п. Такой подход хотя и позволяет определять влияние кинематических, технических и конструктивных параметров на внутрислоевые процессы в псевдооживленном слое частиц, однако, имеет ограниченную область применения. Поскольку, введение в уравнение движения отдельной частицы, указанных выше сил, как правило, делается формально, без увязки с другими членами уравнения. Кроме того, физические модели, основанные на уравнении движения отдельной частицы, не могут описать в полной мере такие важные эффекты как внутреннее взаимодействие между частицами, обусловленное поперечным сдвигом, образование скоплений частиц, приводящее к снижению коэффициента сопротивления и др. Понятно, что эти эффекты оказывают существенное влияние на интенсивность процесса самосортирования слоя частиц и, в конечном счете, на эффективность использования этого процесса в соответствующих технологиях.

Цель исследований. В этой связи актуальной является проблема разработки математических моделей, позволяющих в наиболее общем виде учесть взаимодействие частиц (а не отдельной частицы) с псевдооживленной средой.

Результаты исследований Одним из эффективных подходов к решению возникающих при этом задач, является подход, использующий методы гидродинамики многофазных систем [5, 6].

При построении математических моделей будем предполагать [7], что под воздействием воздушного потока и колебаний рабочей поверхности произошло расслоение псевдооживленного зернового слоя по высоте (вдоль оси перпендикулярной опорной поверхности). В результате образовались N - слоев частиц, обладающих различными аэрогравитационными и гидродинамическими свойствами. Движение каждого слоя частиц будем рассматривать как движение сплошных сред, а взаимодействие этих сред моделируется соответствующими краевыми условиями на границах раздела сред. Таким образом, в соответствии с основными концепциями механики многофазных систем, движение расслоенного по высоте псевдооживленного слоя частиц будем моделировать как движение $N + 1$ - фазной системы, состоящей из N слоев частиц дискретных фаз и одной непрерывной фазы – газообразная среда (воздух).

Пусть x_1, x_2 и x_3 - декартовы координаты. Причем плоскость x_1, x_2 совпадает с плоской рабочей поверхностью, а ось x_3 ей перпендикулярна и направлена вверх. Ось x_1 наклонена под углом α к горизонтальной плоскости, а ось x_2 ей параллельна. В дальнейшем не ограничивая общности, будем рассматривать движение $N + 1$ - фазной системы вдоль оси x_1 и полагать, что все величины, характеризующие это движение на зависят от координаты x_2 .

Введем приведенную плотность частиц n -го слоя ρ_n и среднюю плотность частиц $\overline{\rho_n}$, образующих n -ую дискретную фазу. Тогда:

$$\rho_n = \delta_n \overline{\rho_n}, \quad (1)$$

где: δ_n – объемная доля частиц n -ой дискретной фазы.

Обозначим через ρ – приведенную плотность непрерывной фазы, а $\bar{\rho}$ – среднюю плотность газообразной среды, образующую эту фазу. Тогда, согласно [6], имеем:

$$\rho = \bar{\rho} \left(1 - \sum_{n=1}^N \frac{\rho_n}{\rho_n} \right) = \bar{\rho} \left(1 - \sum_{n=1}^N \delta_n \right). \quad (2)$$

Далее, будем считать, что средняя толщина n -го слоя частиц – h_n , $n = 1, 2, \dots, N$. Значение индекса $n = 1$ соответствует самому нижнему слою, расположенному на рабочей поверхности, а $n = N$ – верхнему. Таким образом, средняя толщина псевдооживленного слоя частиц

$$h = \sum_{n=1}^N h_n. \quad (3)$$

В соответствии с уравнениями [7] уравнение движения частиц n -го слоя, $\bar{h}_{n-1} < x_3 < \bar{h}_n$, $n = 1, 2, \dots, N$, $\bar{h}_n = \sum_{p=1}^n h_p$, $\bar{h}_0 = 0$, можно представить в виде:

$$\rho_n \left(\frac{\partial V_{ni}}{\partial t} + (\nabla, \vec{V}_{ni}) V_{ni} \right) = - \frac{\partial P_n}{\partial x_i} + \mu_n \Delta V_{ni} + 0,5 \frac{\bar{\rho} \rho_n}{\rho_n} \left[\frac{\partial}{\partial t} (V_i - V_{ni}) + (\nabla, \vec{V} - \vec{V}_n) (V_i - V_{ni}) \right] + \frac{9 \bar{\rho} \rho_n \sqrt{v}}{2 \sqrt{\pi} a_n \rho_n} \int_0^t \left[\frac{\partial}{\partial \tau} (V_i - V_{ni}) + (\nabla, \vec{V} - \vec{V}_n) (V_i - V_{ni}) \right] \times (t - \tau)^{-1/2} d\tau + \rho_n F_n (V_i - V_{ni}) + \rho_n f_{ni}, \quad (4)$$

$$\operatorname{div} \vec{V}_n = 0, \quad n = 1, 2, \dots, N, \quad i = 1, 2, 3. \quad (5)$$

Здесь $\vec{V}_n = (V_{n1}, V_{n2}, V_{n3})$ и $\vec{V} = (V_1, V_2, V_3)$ – скорости частиц n -ой дискретной фазы и скорость непрерывной фазы, P_n – давление в n -ом слое, μ_n – эффективный коэффициент динамической вязкости n -ой дискретной фазы, v – эффективный коэффициент кинематической вязкости непрерывной фазы, a_n – эквивалентный средний радиус по объему частиц n -ой дискретной фазы, f_{ni} – i -тая компонента массовой силы, действующая на частицы n -ой дискретной фазы (в качестве которой выбираем силу тяжести), F_n – коэффициент, характеризующий взаимодействие непрерывной фазы с частицами n -ой дискретной фазы, который можно представить в следующем виде:

$$F_n = \frac{\bar{\rho}}{2 \rho_n (1 - \delta_n)^2 a_n} \left(1,75 V_{0n} + \frac{75 v \delta_n}{a_n} \right), \quad (6)$$

где V_{0n} – средняя скорость воздушного потока на верхней границе
 $\left(x_3 = \sum_{p=1}^n h_p\right)$ n -го слоя.

Вывод. В статье представлено уравнение движения частиц n -го слоя при моделировании сепарации зерновых смесей.

Список использованных источников

1. Дринча В.М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки / В.М. Дринча.- Воронеж: Изд-во НПО “МОДЭК”, 2006. – 384с.
2. Тищенко Л.Н. Моделирование процессов зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, Д.П. Мазаренко, М.В. Пивень, С.А. Харченко, В.В. Бредихин, А.В. Мануренко.- Харьков: ХНТУСХ, “Місьрук”, 2010.- 360с.
3. Дулаев В.Г. Анализ вибрационного и вибропневматического процессов разрешения зерновок пшеницы различной плотности и стекловидности / В.Г. Дулаев, Г.В. Яцевич, В.В. Гортинский // Труды ВНИИЗ.- М., 1986.- Вып. 107.- С.84-91.
4. Кизильвальтер Б.В. Теоретические основы гравитационных процессов обогащения / Б.В. Кизильвальтер .- М.: Недра, 1979.- 295с.
5. Нигматулин Р.И. Основы механики гетерогенных сред / Р.И. Нигматулин.- М.: Наука, 1978.- 336с.
6. Соус С. Гидродинамика многофазных систем / С. Соус.- М.: Мир, 1871.- 536с.
7. Бредихин В. Определение эффективного коэффициента динамической вязкости зерновой смеси на рабочей поверхности пневмосортировального стола / Бредихин В., Тищенко Л., Пивень М.- Lublin, «Motrol», 2013. – С. 192-199.

Анотація

ДО РІВНЯННЯ РУХУ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ

Бредихін В.

Розглянуто деякі питання математичного моделювання руху шару зернової суміші по пласкій поверхні повітрепроникної деки.

Abstract

TO THE EQUATION OF MOTION CEREAL MIXES

V. Bredykhin

Some questions of mathematical modeling the layers of the grain mixture on a flat surface povitrepronynknoyi deck.

**ОГЛЯД УКРАЇНСЬКОГО РИНКУ ТРАКТОРІВ
ПОТУЖНІСТЮ 260-390 к.с.**

**Антощенко В.М., к.т.н, доц., Антощенко Р.В., к.т.н, доц.,
Гуртов А.П., студ., Станіславенко Д.В., студ.**
*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

В роботі проведений огляд українського ринку тракторів потужністю 260-390 к.с.

Вступ. Даний сегмент ринку тракторів по праву вважається найперспективнішим так як у всьому світі і зокрема в Україні спостерігається тренд по експлуатації потужної, широкозахватної ґрунтообробної та посівної техніки, а так само використання даних тракторів в транспортних цілях, що дає можливість аграріям зменшити собівартість сільгосппродукції.

Основна частина. Аналіз річних поставок 2008-1008 шт., 2009-207 шт., 2010-509 шт., 2011-880 шт., 2012-1012 штук за рік дає можливість підтвердити намітився тренд в посткризовому періоді на українському ринку тракторів у вище зазначеному сегменті по: зростанню обсягу поставок в Україну ; популярності брендів на українському ринку тракторів потужністю від 260 до 390 л.с; збільшенню ступеня конкуренції між основними гравцями ринку тракторів [1].

Розглянемо український ринок тракторів в розрізі брендів.

John Deere. Найбільший світовий сільгоспмашино будівник зміг не тільки повернути лідерство в даному сегменті українського ринку, але і збільшити обсяг поставок тракторів у 2012 році по відношенню до обсягу поставок рекордного 2008 року. Американський виробник зміг:

– першим на українському ринку оновити дилерську систему за рахунок залучення професійних операторів, які мають відповідні ресурси та досвід у побудові бізнесу за світовими стандартами;

– організувати роботу нових дилерів, які входять до складу найбільших агрохолдингів і забезпечують їх сільгосптехнікою;

– надати великим агропромисловим підприємствам схему прямого фінансування за участю експортно-імпортного банку «Ексім Банк», США.

Високий результат досягнутий завдяки просуванню на ринок широкого модельного ряду: John Deere-7930 – 270к.с., 8285R – 285к.с., 8295R – 295к.с., 8310R – 310к.с., 8320R – 320к.с., 8335R – 335к.с., 8345R – 345к.с., 8360R – 360к.с.

AGCO Corporation. Fendt. Трактори німецького виробника вважаються самими високотехнологічними і відповідають найвищим вимогам якості. Цей «тракторний Мерседес» має і відповідну ціну, яку можуть сплатити тільки платоспроможні представники аграрного бізнесу. Даний виробник є

постачальником машин преміум класу, який займає гідне місце в числі лідерів продажів на українському ринку. Цей високий результат досягнутий завдяки просуванню на ринок моделі Fendt 936 Vario. Ця машина виконує виробничі завдання як у провідних агрохолдингах так і в середніх господарствах України. На початку січня 2013 з конвеєра тракторного заводу корпорації зійшов перший Fendt 936 Vario в українській комплектації. Завдяки впровадженню низки конструктивних рішень для наших умов, Fendt (Фендт) 936 Vario став на 7 % економічніше, ніж західноєвропейський варіант, і це при тій же потужності.

Challenger (Челленджер) – новий бренд, з 2010 року просувний корпорацією AGCO. Ці машини мають хороші шанси закріпитися в даному сегменті завдяки широкому модельному ряду і якістю: Challenger MT585D – 280к.с., MT665C – 290к.с., MT665D – 320к.с., MT685C – 365к.с., MT685D – 370к.с.

Case IH (Кейс) після падіння обсягів поставок в 2009 році зміг першим оговтатися від кризи і вже в 2010 істотно наростити обсяг поставок, зайнявши перший рядок у таблиці лідерів сегмента. У 2011 і 2012 Case IH (Кейс) має динамічне зростання обсягів поставок в Україну і бореться за лідерство на українському ринку сільгосптехніки. Цей результат досягнуто завдяки просуванню на ринок модельного ряду: Magnum 260 – 260к.с., Magnum 310 – 310к.с., Magnum 315 – 315к.с., Magnum 340 – 340к.с.

New Holland. За підсумками поставок тракторів в I кварталі 2012 року займає частину ринку на рівні результатів першого кварталу 2008 року і за підсумками 2012 року посідає третє місце в таблиці лідерів. Даний результат досягнутий завдяки просуванню на ринок моделі серії T8 потужністю 390к.с.

Claas. Машини даного бренду займають невелику частину ринку в сегменті тракторів. Даний бренд знайшов свого покупця і впевнено контролює власну частку ринку. Цей результат досягнуто завдяки просуванню на ринок наступних моделей: Axion 850 – 270к.с., Xerion 3300 TRAK – 335к.с., Xerion 3800 TRAK – 380к.с.

Deutz-Fahr. У 2012 році цей виробник зміг у рази збільшити кількість поставлених тракторів під брендом Deutz-Fahr (Дойц-Фар) в Україну в порівнянні з результатами 2011 року та наблизився до лідерів цього сегменту. Ще одним досягненням цього виробника в 2012 році є перші поставки тракторів під брендом Lamborghini в Україну [2].

Цей результат досягнуто завдяки просуванню на ринок наступних моделі Agrotan-720DCR.

У перебігу останніх двох років на українському ринку сільгосптехніки пройшли великі зміни. Три фуллайнера провели оновлення дилерських мереж і цей процес ще не закінчений. John Deere (Джон Дір), CNH (Сі Ен Ейч) і AGCO (АГКО) змогли залучити нових дилерів для реалізації планів щодо збільшення власної частки ринку. Німецький виробник Claas (Клаас) демонструє завидну постійність і не змінює правил гри серед своїх дилерів. Корпорація Same Deutz-Fahr вдало увійшла в сегмент українського ринку енергонасичених тракторів і успішно нарощувати обсяги продажів в Україні через власну дилерську мережу. Кожен виробник сільгосптехніки має власну

стратегію з розвитку бізнесу в Україні, головною метою, якої є насичення ринку продукцією власного бренду. Прийнято вважати, що сегмент тракторів потужністю 260-390 к.с. є найперспективнішим і динамічним у своєму розвитку і служить своєрідним індикатором при оцінці позицій на ринку того чи іншого бренду. І так на протязі першого півріччя 2013 року в Україну було імпортовано 674 машини даного сегмента та дані зведені до таблиці.

Таблиця – Імпорт машин потужністю 260-390 к.с. на протязі I-го півріччя 2013 року в Україну

Производитель	Марка	Модель	Потужність	Всього	Всього
CNH	Case IH	Magnum 260	260	5	261
		Magnum 290	290	33	
		Magnum 315	315	15	
		Magnum 340	340	94	
	Всього		147		
New Holland	T8.390	390	114		
John Deere	John Deere	8310	310	105	206
		8335	335	98	
		8360	360	3	
		Всього		206	
AGCO	Challenger	MT665C	290	2	127
		MT665D	320	15	
		MT685D	370	55	
		Всього		72	
	Fendt	936 Vario	360	55	
Same Deutz-Fahr	Deutz-Fahr	Agrotron X 720	260	33	44
		Agrotron X 730	350	1	
		Всього		34	
	Lamborghini	R8.270 DCR	270	10	
Claas	Claas	Axion 850	260	13	35
		Axion 930	330	2	
		Axion 940	360	9	
		Axion 950	390	1	
		Xerion 3300	335	3	
		Xerion 3800	380	7	
		Всього		35	
РУП МТЗ	Беларус	3522	355	1	1
Всього				674	674

Варто відзначити, що в розрізі корпорацій перше місце за кількістю імпортованих тракторів потужністю 260-390 к.с. перше місце за CNH. Цей результат досягнуто завдяки виходу на український ринок системного оператора який представляє інтереси корпорації в різних країнах світу, а так само вітчизняним дилерам, які в перебігу багатьох років забезпечують безперебійні поставки сільгосптехніки виробництва CNH в Україну. У перебігу вище зазначеного періоду було поставлено 261 трактор в даному сегменті. Під брендом Case IH - 147 і 114 тракторів під брендом New Holland.

Трактори виробництва корпорації John Deere як і раніше користуються великою популярністю на українському ринку сільгосптехніки, в результаті чого протягом вище зазначеного періоду поставлено 206 машин, що є кращим результатом в розрізі брендів [3].

Результати поставок корпорації AGCO так само заслуговують на увагу, так як на протязі першого півріччя 2013 було поставлено на український ринок 127 машин, 72 з яких трактора марки Challenger, що свідчить про успішну популяризації нового бренду в Україні, а трактора німецького виробника Fendt звично є лідерами продажів у преміум сегменті на українському ринку сільгосптехніки.

Трактори корпорацій Same Deutz-Fahr і Claas так само користуються попитом у аграріїв, що дозволяє даним виробникам розвивати свій бізнес в Україні і складати гідну конкуренцію звичним лідерам на ринку енергонасичених тракторів в Україні.

Даний сегмент українського ринку сільгосптехніки відрізняється особливим рівнем конкуренції між дилерами фуллайнеров, що грає на користь українським сільгоспвиробникам. Постачальники змушені задовольнятися мінімальним рівнем рентабельності для реалізації машин, які сприяють продажам причіпного і навісного обладнання, а так само подальшої реалізації запасних частин та сервісних послуг. Український ринок тракторів потужністю 260-390 к.с. все більше стає схожим на ринок США, де дилер задовольняється мінімальним рівнем рентабельності, а основний зарібок отримує за рахунок супутніх продажів причіпного і навісного обладнання, реалізації запасних частин і надання послуг з гарантійного і після гарантійного обслуговування проданої сільгосптехніки.

Висновки. Головні гравці на українському ринку тракторів потужністю 260-390 к.с. вживають заходів, щоб наситити ринок продукцією власного бренду і бути ближче до аграріїв. За рахунок успішного виведення на ринок нових системних тракторів Джон Дір домігся різкого зростання обсягу продажу протягом останніх двох років. У 2013 році нові дилери корпорацій СіЕнЕйч, АГКО, Дойц Фар, які мають відповідні ресурси та досвід роботи на ринках США та ЄС, згідно взятих на себе зобов'язань перед виробниками поставлять необхідну кількість тракторів, що позитивно вплине на рівень імпорту і задовольнить потреби сільгоспвиробників у енергонасичених тракторах навіть за найсприятливіших умов для покупки. Не дивлячись на високий рівень конкуренції і насиченість даного сегмента українського ринку машинами Хай Тек, виробники тракторів з СНД так само мають амбітні плани з розвитку бізнесу на українському ринку. Мінський тракторний завод має намір активно просувати нову модель Білорус 3522 з перспективою подальшої збірки в Україні. Так само незабаром можна чекати вихід на український ринок Петербурзького виробника «Агротехмаш». Це перше велике підприємство з виробництва сільськогосподарських машин, що будується в Росії за останні десятиліття. В арсеналі цього виробника трактор Терріон АТМ 7360 вироблений з використанням новітніх технологій німецького тракторобудування.

Раніше викладені факти, а так само продовження терміну дії мораторію на продаж земель сільськогосподарського призначення до 2016, дають можливість вважати, що рівень імпорту залишиться на високому рівні, незважаючи на перенасичення даного сегмента. У той же час рівень продажів тракторів передусім залежатиме від валютних ризиків, вартості кредитних ресурсів в Україні, а так само погодних умов, які вплинуть на врожайність і як наслідок рівень прибутку сільгоспвиробників.

Список використаних джерел

1. Войтюк Д.Г. Огляд комбайнового ринку України / Д.Г. Войтюк, В.Д. Войтюк, О.В. Надточий, А.А. Демко, О.А. Демко // Исследования НУБіП України [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://tochmash.com.ua/main.html>.
2. Купівля матеріально-технічних ресурсів для виробничих потреб сільськогосподарськими підприємствами у 2013 році // Статистический бюллетень. – К., – 2014.
3. Обзор украинского рынка тракторов мощностью 260-390 л.с. в кризисный и посткризисный период. Поставки новых и б/у зерноуборочных комбайнов в I-II кв. 2013 г. // Исследования [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.runo-agro.com/ru/исследования/>.

Аннотация

ОБЗОР УКРАИНСКОГО РЫНКА ТРАКТОРОВ МОЩНОСТЬЮ 260-390 л.с.

Антощенко В., Антощенко Р., Гуртов А., Станиславенко Д.

В работе проведен обзор украинского рынка тракторов мощностью 260-390 л.с.

Abstract

REVIEW OF UKRAINIAN MARKET TRACTORS POWER 260-390 HP

V. Antoshchenkov, R. Antoshchenkov, A. Gurtov, D. Stanislavenko

Reviewed the Ukrainian market power tractors 260-390 hp are presented in this article

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАГЛЯДОВОСТІ ПАРАМЕТРІВ РУХУ МОБІЛЬНИХ МАШИН ПРИ ДИНАМІЧНИХ ВИПРОБУВАННЯХ

Артюмов М.П., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенко*

У статті обґрунтовано визначення точок раціональної установки трикомпонентних датчиків лінійних прискорень і коректна орієнтація їх вимірювальних осей у просторі при динамічних випробуваннях мобільних машин

Введення. В останні роки при проведенні динамічних випробувань мобільних машин отримали розповсюдження вимірювально-реєстраційні комплекси на основі датчиків лінійних прискорень і комп'ютерів. У результаті раніше проведених теоретичних досліджень визначено взаємозв'язок між числом ступенів рухливості досліджуваних об'єктів і числом вимірювальних осей. Для отримання достовірної (повної) інформації про динамічний об'єкті необхідно щоб кожного ступеня свободи зазначеного об'єкта відповідала певна вимірювальна вісь. У цьому випадку забезпечується повна наглядовість рухомої машини. Вирішенню зазначеної задачі і присвячена ця стаття.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Точність і достовірність результатів динамічних випробувань мобільних машин, отриманих з використанням інерційних датчиків (датчиків прискорень), залежать від коректності вибору місць їх встановлення і напрямків вимірювальних осей.

Вимірювально-реєстраційний комплекс на основі датчиків лінійних прискорень і бортового комп'ютера розроблено групою авторів [1] для проведення динамічних випробувань мобільних машин. Необхідна кількість вимірювальних осей для проведення зазначених випробувань визначено залежно від числа ступенів рухливості мобільної машини [2], а вплив точності їх позиціонування на похибку вимірювання в роботі [3].

Кожному напрямку незалежного переміщення об'єкта повинна відповідати одна вимірювальна вісь датчика прискорень. Якщо цього не відбувається, то при виконанні умови необхідного загальної кількості вимірювальних осей, частина незалежних переміщень об'єкта не буде спостерігатися, а частина - буде дублюватися [2]. Це питання вимагає додаткового дослідження.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення точності та достовірності результатів динамічних випробувань за рахунок забезпечення наглядовості мобільних машин, як динамічних систем, шляхом коректного визначення точок установки і орієнтації вимірювальних осей датчиків прискорень.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити такі завдання:

- побудувати можливі фізичні моделі мобільних машин;

- визначити раціональні точки установки датчиків лінійних прискорень і напрямки орієнтації їх вимірювальних осей.

Фізичні моделі мобільних машин. Найбільш простою, часто використовуваною при моделюванні, є одномасова модель мобільної машини (рис.1).

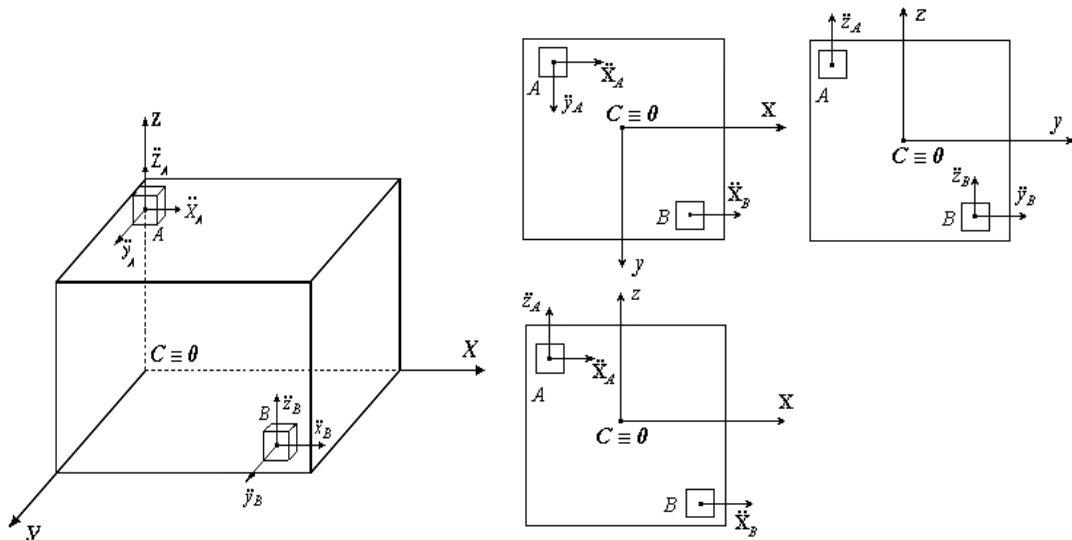


Рис.1 – Одномасова фізична модель мобільної машини

Тверде тіло, при тривимірному просторовому русі має 6 ступенів свободи. За відсутності будь-яких зв'язків число ступенів свободи W дорівнює числу ступенів рухливості H . Необхідна кількість N вимірювальних осей датчиків лінійних прискорень в цьому випадку визначається за формулою [2]

$$N = H = W \quad (1)$$

При цьому розглядається рух об'єкта в кожній з площин тривимірного простору, необхідно запобігти дублюванню вимірювальних осей на кожному з напрямків незалежного руху. Найбільшого поширення набули трикомпонентні датчики лінійних прискорень [1,2,3], K_D - число яких визначається як [2]

$$K_D = \frac{H}{n} \quad (2)$$

При плоскому русі (русі в одній площині) тіло має три ступені свободи. На рис.1 показано, що в цьому випадку на кожній з площин необхідно використовувати по три вимірювальні осі. При цьому, для підвищення точності вимірювань точки A і B повинні бути розташовані на максимальній відстані одна від одної. У розглянутому випадку, в кожній з площин точки A і B повинні лежати на діагоналі прямокутника, а в просторі на головній діагоналі паралелепіпеда (рис.1). відповідні вимірювальні осі повинні бути паралельні одна одній і паралельні відповідним осям в рухомій системі координат $ZOXY$.

Розглянемо трьохмасову просторову модель мобільної машини (рис.2).

Маса m_1 - це підресорена маса, m_2, m_3 - не підресорені маси переднього і заднього мостів. Маса m_2, m_3 пов'язані з масою m_1 пружними ланками (ресорами). Пружні зв'язки, на відміну від жорстких допускають обмежені відносні переміщення. Тому можна вважати, що кожна з трьох мас, m_1, m_2, m_3 мають по шість ступенів свободи. Колеса не підресорених мас мають додатково ще по одній ступені свободи - свобода обертання навколо своєї осі. Для вимірювання кутового прискорення на передній і задній осях встановлюються датчики кутових прискорень $\dot{\omega}_{\varphi 2}, \dot{\omega}_{\varphi 3}$, якщо взяти припущення те, що колеса лівого і правого бортів мають свободу відносного обертання, то на маси m_2, m_3 необхідно встановлювати по два датчики кутового прискорення $\dot{\omega}'_{\varphi 2}; \dot{\omega}''_{\varphi 2}$ і $\dot{\omega}'_{\varphi 3}; \dot{\omega}''_{\varphi 3}$. На не підресорені маси m_1, m_2 в точках $A_2; B_2; A_3; B_3$ встановлюються також трикомпонентні датчики лінійних прискорень.

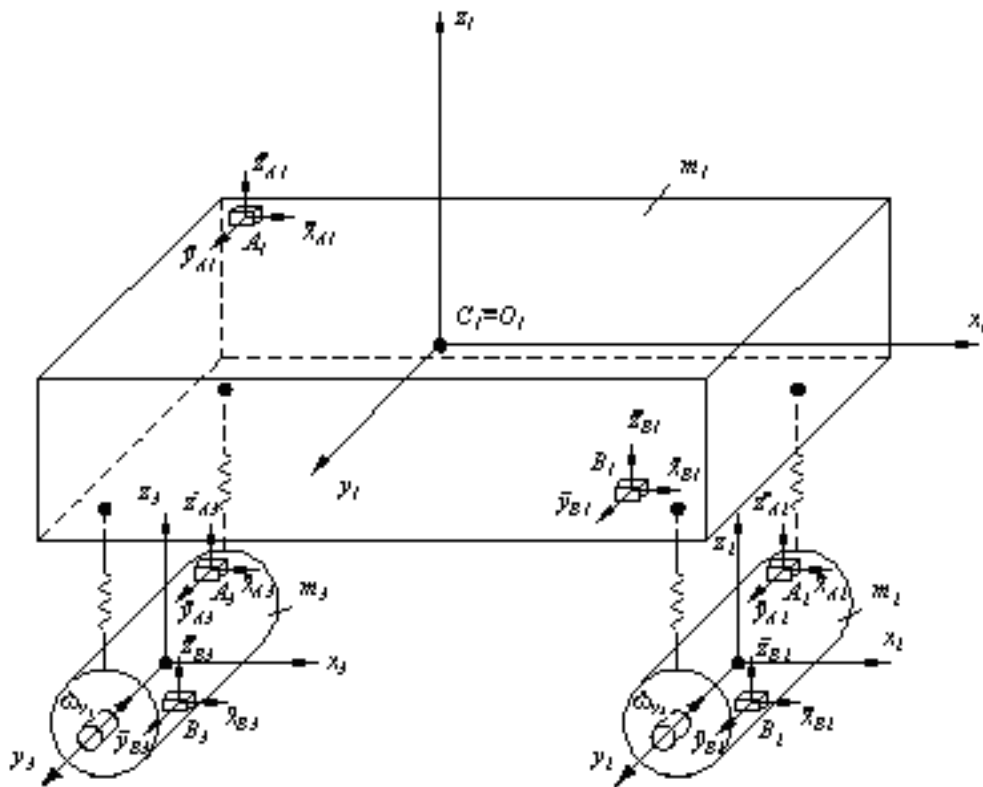


Рис.2. - Тримасова просторова модель мобільної машини

При цьому, як і на масі m_1 точки $A_2; B_2; A_3; B_3$ обираються на максимальній відстані одна від одної. Орієнтація відповідних осей датчиків і осей координат мас m_2, m_3 повинні бути паралельні відповідним осям рухомої системи координат, пов'язаної з масою m_1 .

Розглянемо двомасову шарнірно-зчленовану просторову модель мобільного машини (рис.3)

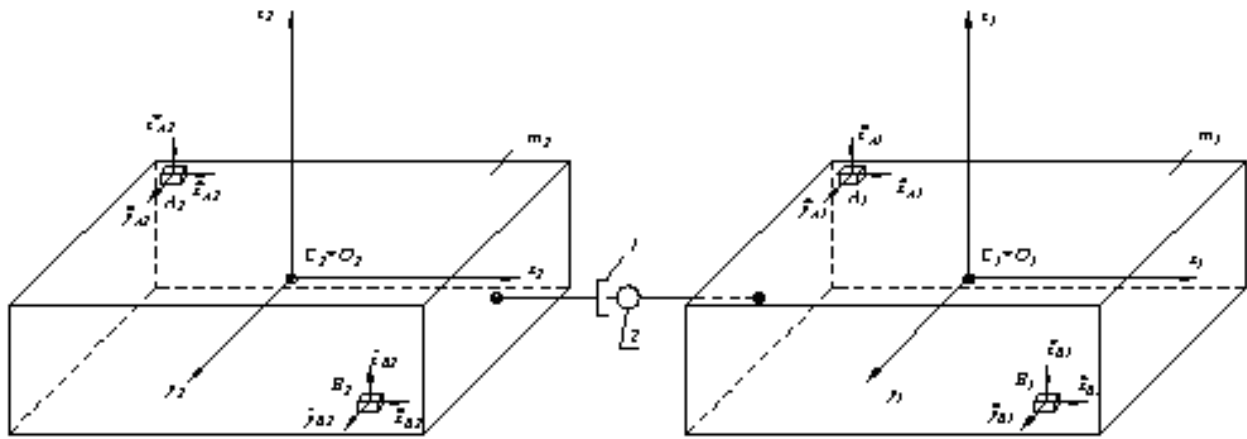


Рис.3. – Двомасова шарнірно-зчленована просторова модель мобільної машини: 1 - циліндричний шарнір з одним ступенем свободи; 2 - сферичний шарнір з двома ступенями свободи.

Циліндричний шарнір 1 (рис.3) дає свободу відносного обертання мас m_1, m_2 у площинах $Z_1O_1Y_1$ і $Z_2O_2Y_2$. Сферичний шарнір 2 (рис.3) дає дві ступені свободи для обертальних рухів у площинах $X_1O_1Y_1; X_2O_2Y_2$ і $Z_1O_1X_1; Z_2O_2X_2$. Таким чином, допускаючи можливість руху мас уздовж осей Z_1 і Z_2 визначимо число ступенів рухливості двохмасової шарнірнозчленованої системи як

$$H = 6K - 3 = 6 \cdot 2 - 3 = 9 \quad (3)$$

Для даної фізичної моделі необхідно використовувати всього 9 вимірювальних осей. Це означає, що в схемі, наведеній на рис.3 використовується три зайвих вимірювальних осі. При забезпеченні коефіцієнта наглядності [4], рівному одиниці є можливість прибрати три надлишкові вимірювальні осі.

Якщо їх залишити, то з'являється можливість дублювання спостережень окремих незалежних переміщень, що підвищує точність вимірювань [5]. При установці датчиків також повинна виконуватися умова паралельності вимірювальних осей датчиків відповідним осям рухомих систем координат $Z_1O_1X_1Y_1$ і $Z_2O_2X_2Y_2$, пов'язаним з масами m_1, m_2 .

Висновки. У результаті проведеного дослідження визначено точки раціональної установки трикомпонентних датчиків лінійних прискорень і коректна орієнтація їх вимірювальних осей.

Список використаних джерел

1. Метод парціальних ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С.Полянский, Д.М. Клец, А.И.Коробко, В.В.Задорожня], под ред. М.А.Подригало – Харьков: изд-во «Міськдрук», 2012. – 220 с.

2. Определение необходимого числа акселерометров и места их установки при динамических испытаниях мобильных машин / [М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.М. Клец, А.И.Коробко] // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки, - Симферополь, 2012, - Вып.36 – С.20 – 26.
3. Повышение точности измерений ускорений мобильных машин путем снижения монтажной погрешности датчиков / [М.А. Подригало, А.С.Полянский, Д.М. Клец, Е.А. Дубинин, Н.П. Артемов, В.В.Задорожня] // Науковий вісник Таврійського державного технологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип.2, Т.5. – С.84 – 92.
4. Питання точності вимірювань під час динамічних випробувань мобільних машин / [Н.П. Артемов, М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.И.Коробко] // Метрологія та прилади Науково-виробничий журнал. – Харків:, 2012. – № 5. – С.27 – 31.
5. Застосування методу паралельних спостережень при випробуваннях автомобілів / [М. Подригало, О. Полянский, Д. Клец, А. Коробко, А. Мостова] // Вісник Тернопільського національного технічного університету. Науковий журнал. 2011. – Том 16. - № 1. – С. 57 – 62.

Аннотация

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАБЛЮДАЕМОСТИ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ

Артёмов М.

В статье обосновано определение точек рациональной установки трехкомпонентных датчиков линейных ускорений, и корректная ориентация их измерительных осей при динамических испытаниях мобильных машин и агрегатов

Abstract

THE PROVISION OF OBSERVABILITY MOBILE MACHINES MOTION PARAMETERS IN DYNAMIC TESTS

N. Artyomov

The article is devoted to finding a rational setting points for three-component sensors of linear acceleration and their measuring axes correct orientation in dynamic tests of mobile machines and units.

ДО РОЗРОБКИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НЕЛІНІЙНОЇ ДИНАМІКИ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Антощенко Р.В., к.т.н, доц.

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

В роботі розглядаються питання розробки математичної моделі нелінійної динаміки мобільних машин, що дозволяє досліджувати їх роботу, оцінювати динаміку та вплив збурюючих сил і моментів, а також профілю опорної поверхні

Вступ. При дослідженнях динаміки сільськогосподарських машин для зниження витрат праці на створення математичного апарату скорочують кількість ступенів свободи. Основна маса досліджень проводяться на плоских моделях з обмеженою їх кількістю. Проте при русі машини по опорній поверхні її рельєф робить значний вплив на динаміку руху машини, яка у свою чергу призводить до зміни енергетичних показників (витрат енергії на рух). Тому дослідження динаміки і витрат енергії мобільними машинами вивчене не достатньо.

Аналіз основних публікацій, досліджень. Мобільні машини такі як трактори і автомобілі досліджуються за допомогою математичних моделей [1-4]. Один з методів дослідження поодинокі мобільної машини розглянутий в роботах [1, 2], де розглядається робота окремої машини без причепа або навісного знаряддя. Плоско-паралельний рух машинно-тракторного агрегату досліджений в роботі [5].

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є розробка математичної моделі нелінійної динаміки мобільних машин, що дозволяє досліджувати її роботу, оцінювати вплив нерівностей опорної поверхні, нерівномірність тягового зусилля по бортах та в тягових режимах збурюючий момент причіпної або навісної машини.

Основна частина. Векторні величини, що визначають нелінійну динаміку мобільної машини (ММ), такі як швидкість центру мас, кутова швидкість, тощо, а також керуючі впливи та збурення, що діють на ММ (сила тяги, моменти, збурюючі сили та моменти), задаються в різних системах координат. Щоб використати ці параметри в процесі отримання і аналізу рівнянь динаміки мобільних машин, необхідно мати математичний апарат для знаходження проекцій векторних величин в різних системах координат.

Взаємозв'язок між ортогональними системами координат в прикладних завданнях динаміки може бути описаний з використання кутів Ейлера (модифікованих кутів Ейлера-Крилова) [6].

Кути Ейлера є трьома кутами, що визначають послідовні повороти (чи взаємне положення) твердого тіла або системи координат, з ним жорстко

пов'язаної, відносно початкової системи координат.

При використанні кутів Ейлера для опису положення ММ в просторі (для визначення взаємного положення систем координат) необхідно задавати(обумовлювати) послідовність поворотів і зв'язок між осями і кутами.

Кути Ейлера використовуються для формування матриць направляючих косинусів, що визначають взаємне положення двох ортогональних систем координат (рис. 1).

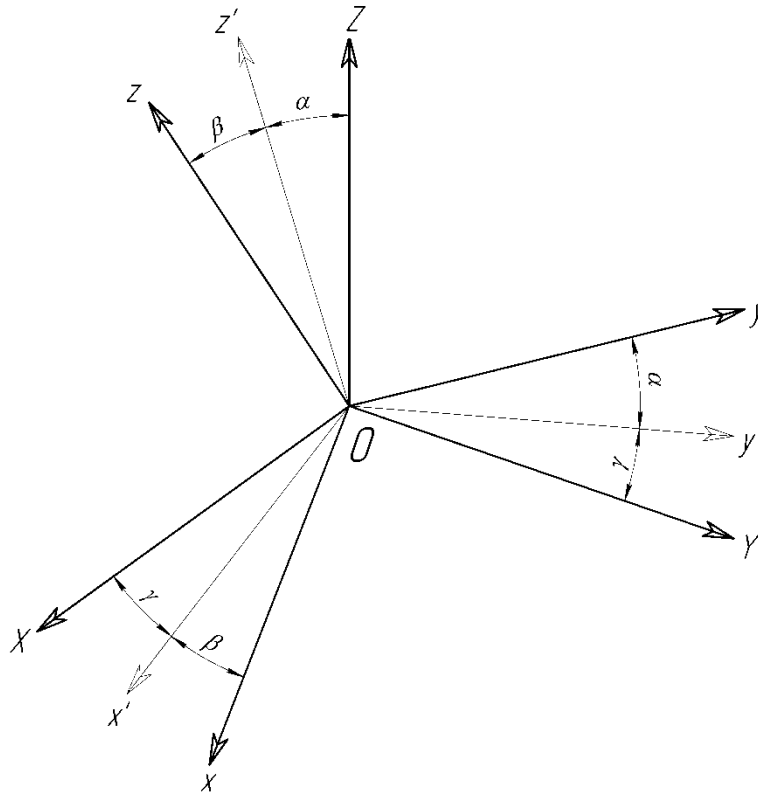


Рис. 1 – Положення двох ортогональних систем координат:

XYZ – осі початкової(нерухомою) системи координат; $x'Y'z'$ – осі рухливої системи координат; т. O – початок системи координат; α, β, γ – кути крену, тангажа та рискання

Матриця направляючих косинусів є прямокутною таблицею 3×3 , елементами якої є косинуси кутів між осями початкової і рухливої систем координат (рис. 2).

	X	Y	Z
x	a_{11}	a_{12}	a_{13}
y	a_{21}	a_{22}	a_{23}
z	a_{31}	a_{32}	a_{33}

$$M = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix}$$

Рис. 2 – Матриця направляючих косинусів для переходу від нерухомої системи координат до рухливої системи координат:

XYZ – осі початкової(нерухомою) системи координат; $x'Y'z'$ – осі рухливої системи координат; a_{ij} – направляючі косинуси (тригонометричні функції кутів Ейлера)

Динамічна модель мобільної машини на прикладі колісного трактора представлена на рис. 3.

Система координат, що пов'язана з місцевістю, визначається осями X, Y, Z . Рухлива система координат пов'язана з корпусом машини – x, y, z . Центр рухливої системи координат розташовується в центрі мас машини, причому вісь x співпадає з подовжньою горизонтальною віссю машини і спрямована вперед, вісь y – також розташована в горизонтальній площині машини і спрямована вліво по ходу машини, вісь z – спрямована вертикально вгору.

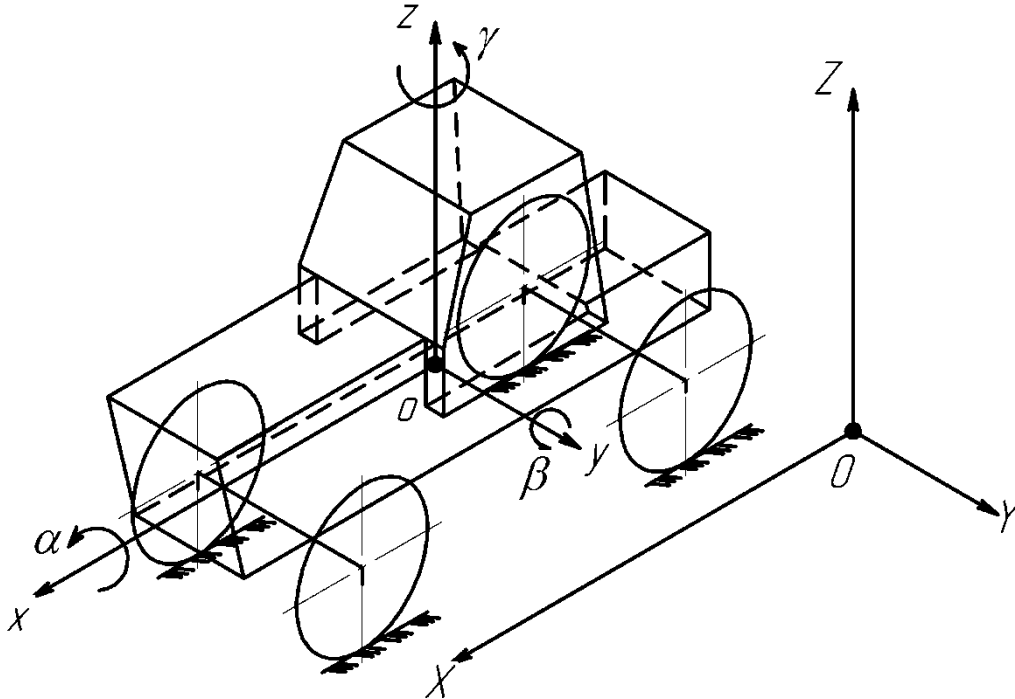


Рис. 3 – Динамічна модель мобільної машини:

X, Y, Z – осі системи координат, пов'язаної з місцевістю; x, y, z – осі рухливої системи координат пов'язаної з корпусом машини; т. O – початок системи координат, пов'язаної з місцевістю; т. o – початок системи координат, пов'язаної з мобільною машиною; α, β, γ – кути повороту мобільної машини навколо осей x, y, z

Перехід з рухливої системи координат в інерціальну здійснюється за допомогою матриці направляючих косинусів:

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де: $a_{11} = \sin \gamma \sin \beta \sin \alpha + \cos \gamma \cos \beta$;
 $a_{12} = \cos \alpha \sin \gamma$;
 $a_{13} = \sin \gamma \cos \beta \sin \alpha - \cos \gamma \cos \beta$;
 $a_{21} = \sin \beta \sin \gamma \sin \alpha - \sin \gamma \cos \beta$;
 $a_{22} = \cos \alpha \cos \gamma$;

$$\begin{aligned}
a_{23} &= \cos\gamma \cos\beta \sin\alpha + \sin\gamma \sin\beta; \\
a_{31} &= \sin\beta \cos\alpha; \\
a_{32} &= -\sin\alpha; \\
a_{33} &= \cos\beta \cos\alpha.
\end{aligned}$$

Визначимо величини проекцій вектору швидкості на осі нерухомої системи координат:

$$\begin{cases}
\dot{X} = a_{11}\dot{x} + a_{12}\dot{y} + a_{13}\dot{z} \\
\dot{Y} = a_{21}\dot{x} + a_{22}\dot{y} + a_{23}\dot{z} \\
\dot{Z} = a_{31}\dot{x} + a_{32}\dot{y} + a_{33}\dot{z}
\end{cases} \quad (2)$$

Продиференціюємо отримані рівняння (2) для визначення прискорень центру мас машини відносно нерухомої системи координат:

$$\begin{aligned}
\ddot{X} &= a_{11}\ddot{x} + a_{12}\ddot{y} + a_{13}\ddot{z} + (\dot{\gamma} \cos\gamma \sin\beta \sin\alpha + \dot{\beta} \sin\gamma \cos\beta \sin\alpha + \\
&+ \dot{\alpha} \sin\gamma \sin\beta \cos\alpha - \dot{\gamma} \sin\gamma \cos\beta - \dot{\beta} \cos\gamma \sin\beta)\dot{x} + (-\dot{\alpha} \cos\alpha \sin\gamma + \\
&+ \dot{\gamma} \cos\alpha \cos\gamma)\dot{y} + (\dot{\gamma} \cos\gamma \cos\beta \sin\alpha - \dot{\beta} \sin\gamma \sin\beta \sin\alpha + \\
&+ \dot{\alpha} \sin\gamma \cos\beta \cos\alpha + \dot{\gamma} \sin\gamma \sin\beta - \dot{\beta} \cos\gamma \cos\beta)\dot{z} \\
\ddot{Y} &= a_{21}\ddot{x} + a_{22}\ddot{y} + a_{23}\ddot{z} + (-\dot{\gamma} \sin\gamma \sin\beta \sin\alpha + \dot{\beta} \cos\gamma \cos\beta \sin\alpha + \\
&+ \dot{\alpha} \sin\gamma \cos\beta \cos\alpha - \dot{\gamma} \cos\gamma \cos\beta + \dot{\beta} \sin\gamma \sin\beta)\dot{x} + (\dot{\alpha} \sin\alpha \cos\gamma + \\
&+ \dot{\gamma} \cos\alpha \sin\gamma)\dot{y} + (-\dot{\gamma} \sin\gamma \cos\beta \sin\alpha - \dot{\beta} \cos\gamma \sin\beta \sin\alpha + \\
&+ \dot{\alpha} \cos\gamma \cos\beta \cos\alpha)\dot{z} \\
\ddot{Z} &= a_{31}\ddot{x} + a_{32}\ddot{y} + a_{33}\ddot{z} + (\dot{\beta} \cos\beta \cos\alpha - \dot{\alpha} \sin\beta \sin\alpha)\dot{x} - (\dot{\alpha} \cos\alpha)\dot{y} - \\
&- (\dot{\beta} \sin\beta \cos\alpha + \dot{\alpha} \cos\beta \sin\alpha)\dot{z}
\end{aligned} \quad (3)$$

Система рівнянь руху машини в має вигляд:

$$\begin{cases}
m\ddot{x} = F_x \\
m\ddot{y} = F_y \\
m\ddot{z} = F_z \\
I_x\ddot{\alpha} = M_x \\
I_y\ddot{\beta} = M_y \\
I_z\ddot{\gamma} = M_z
\end{cases} \quad (4)$$

де: m – маса машини;

$F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ – узагальнені сили і моменти, що діють на корпус;

I_x, I_y, I_z - приведені моменти інерції машини до відповідних осей.

Висновки

Нелінійна математична модель динаміки мобільної машини дозволяє досліджувати внутрішні і зовнішні дії в трьох площинах з максимальною

кількістю ступенів свободи.

Список використаних джерел

1. Смирнов, Г.А. Теория движения колесных машин: учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов [Текст] / Г.А. Смирнов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
2. Popp, K. Ground Vehicle Dynamics [Text] / Karl Popp and Werner Schiehlen. – Springer, 2010. – 353 p.
3. Wong, J.Y. Theory of ground vehicles [Text] / J.Y. Wong. – 3rd ed. – John Wiley & Sons, Inc., 2001. – 558 p.
4. Rajamani, R. Vehicle dynamics and control [Text] / Rajesh Rajamani. – Springer, 2006. – 485 p.
5. Маршалов, Э.С. Моделирование движения МТА в составе автотракторной машины и фронтально навесного культиватора [Текст] // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: Материалы II Международной конференции / Под ред. д.т.н., проф., академика А.Л. Новоселова/ Академия транспорта РФ, АлтГТУ им. И.И. Ползунова – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2000 – С. 93-96.
6. Алешин, Б.С. Ориентация и навигация подвижных объектов [Текст] / Под ред. Б.С. Алешина, К.К. Веремеенко, А.И. Черноморского. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 424 с.

Аннотация

К РАЗРАБОТКЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НЕЛИНЕЙНОЙ ДИНАМИКИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Антощенко Р.

В работе рассматриваются вопросы разработки математической модели нелинейной динамики мобильных машин, что позволяет исследовать их работу, оценивать динамику и влияние возмущающих сил и моментов, а также профиля опорной поверхности

Abstract

TO DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODEL NONLINEAR DYNAMICS OF MOBILE MACHINES

R. Antoshchenkov

Development of mathematical model of nonlinear dynamics of mobile machines are presented in this article, that allows to investigate their work, estimate a dynamics and influence of revolting forces and moments and also profile of underlayment.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МОТОАГРЕГАТОВ

Овсянников С.И., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Рассмотрены факторы, влияющие на производительность мотоагрегатов. Установлено, что при расчете производительности мотоагрегатов необходимо учитывать степень физического участия оператора в тяговой динамике агрегата.

Актуальность. В последнее время значительно расширилось применение средств малой механизации в разных сферах деятельности человека. Традиционными являются приусадебные хозяйства, дачные участки и огороды, теплицы, зоны озеленения – газоны и цветники. Все больше минитехника используется в строительстве. Наибольшее распространение получили агрегаты на базе мотоблоков и мотоорудия, которые можно объединить в категорию мотоагрегаты [1]. Наряду с повышением производительности, по сравнению с ручным трудом, в ряде работ [2, 3] отмечается, что управление мотоагрегатом относится к тяжелым условиям труда, приводит к быстрой утомляемости оператора и частым остановкам для восстановления его сил. Это связано с тем, что оператор не только участвует в процессе управления агрегатом, но и в процессе тяговой динамики движения. С одной стороны, оператор способствует поддержанию стабильной скорости движения агрегата при перегрузках, тем самым повышая производительность агрегата, с другой – это приводит к его быстрой утомляемости и остановкам для отдыха, что снижает производительность агрегата в целом.

Анализ публикаций. В работе [2] отмечается, что по взаимному участию в энергообеспечении работы мотоагрегатов затраты энергии оператора и двигателя примерно равны. В связи с этим работа с пахотными мотоагрегатами относится к тяжелым условиям труда. В работе [1] рассмотрены факторы, оказывающие влияние на производительность мотоагрегата. В работе [4] предложена структурная модель системы «Оператор – мотоагрегат – среда», на основе которой установлены силовые, кинематические, информационные и другие взаимодействия оператора с мотоагрегатом. В работе [5] обоснована методика оценки физических возможностей оператора и представлены рекомендации к расчету периодичности циклов «работа – отдых» в зависимости от интенсивности физического участия оператора в работе агрегата.

Однако в настоящее время при расчете производительности машинно-тракторных агрегатов фактор участия оператора оценивается только коэффициентом использования рабочего времени [6] или в лучшем случае

коэффициентом, учитывающим физиологические потребности человека [8], что крайне недостаточно для расчета производительности мотоагрегатов.

Поэтому, **целью работы** является обосновать уточнение закономерности расчета производительности мотоагрегатов с учетом степени участия оператора в тяговой динамике.

Задачи: Определить затраты времени на выполнение работы мотоагрегатом; Обосновать необходимость учитывать в расчетах производительности мотоагрегатов степень участия оператора в тяговой динамике.

Изложение основного материала. Производительность машинно-тракторных агрегатов зависит от ширины захвата рабочих органов, скорости движения и времени выполнения операции [1]:

$$W = 0,36 \cdot V_p \cdot B_p \cdot T_p, \text{ га} \quad (1)$$

де V_p – рабочая скорость движения, м/с;

B_p – фактическая ширина захвата агрегата, м;

T_p – время, затраченное непосредственно на выполнение работы, час.

Однако, в процессе работы агрегата присутствуют непроизводительные затраты времени [8], которые уменьшают время чистой работы на протяжении смены или всего цикла выполнения работ:

$$T_{\Sigma} = T_p + T_{НЗ}, \text{ час.} \quad (2)$$

Непроизводительные затраты времени включают:

$$T_{НЗ} = T_{ПЗ} + T_{ТО} + T_{П} + T_{Х} + T_{ПР} + T_{Н} + T_{ОР} + T_{М} + T_{Ф}, \text{ час,} \quad (3)$$

где $T_{НЗ}$ - время на подготовительно-заключительные работы;

$T_{то}$ – время на проведение ТО;

$T_{П}$ – технологические простои (заправка технологическими материалами и т.п.);

$T_{Х}$ – время холостых переездов в загоне;

$T_{ПР}$ – время простоев из-за нарушения технологического процесса (очистка рабочих органов, регулировки и настройки машин и т.п.);

$T_{Н}$ – простой из-за технических неисправностей;

$T_{ОР}$ – простой по организационным причинам;

$T_{М}$ – простой по метеорологическим причинам;

$T_{Ф}$ – простой по физиологическим потребностям человека.

На практике непроизводительные затраты времени группируют и учитывают в расчетах в форме коэффициентов:

- коэффициент, учитывающий время на техническую подготовку агрегата

$$K_T = 1 - \frac{T_{ПЗ} + T_{ТО}}{T_{\Sigma}} \quad (4)$$

- - коэффициент, учитывающий время на технологическую подготовку

$$K_{ТХ} = 1 - \frac{T_{П} + T_{Х}}{T_{\Sigma}} ; \quad (5)$$

- коэффициент, учитывающий время на устранение отказов и неисправностей

$$K_{ОТК} = 1 - \frac{T_{ПР} + T_{Н}}{T_{\Sigma}} ; \quad (6)$$

- коэффициент, учитывающий время на организационно-метеорологические простои техническую подготовку агрегата

$$K_{СМ} = 1 - \frac{T_{ОР} + T_{М} + T_{Ф}}{T_{\Sigma}} ; \quad (7)$$

В некоторых случаях [8] непроизводительные расходы времени оценивают коэффициентом использования времени смены:

$$\tau = \frac{T_P}{T_P + T_{НЗ}}, \text{ или} \quad (8)$$

$$\tau = K_T \cdot K_{ТХ} \cdot K_{ОТК} \cdot K_{СМ}, \text{ га} \quad (9)$$

При работе с мотоагрегатами доля времени на отдых и восстановление сил оператора значительно больше, чем при работе на традиционных тракторах [5], и составляет до 60-70 % от общего времени выполнения работы. Для учета этих затрат времени предлагается при расчетах производительности мотоагрегатов использовать коэффициент учета времени отдыха оператора:

$$\tau_{ОП} = \frac{T_P}{T_P + T_{ОТ}}, \quad (10)$$

Рабочая ширина захвата B_p является величиной переменной, т.к. в процессе движения она изменяется на величину перекрытия. Например, при сплошной культивации или дисковании ширина захвата уменьшается на величину перекрытия, а для посевных или пахотных – увеличивается. В общем

случае величина перекрытия учитывается коэффициентом β использования ширины захвата [8]:

$$V_p = V_k \cdot \beta. \quad (11)$$

Рабочая скорость движения агрегата всегда меньше теоретической на величину буксования:

$$V_p = V_T \cdot (1 - \delta), \quad (12)$$

где δ - коэффициент буксования.

Тогда, действительная производительность будет равна:

$$W = 0,36 \cdot V_T \cdot (1 - \delta) \cdot B \cdot \beta \cdot T_p = 0,36 \cdot V_T \cdot (1 - \delta) \cdot B \cdot \beta \cdot T_\Sigma \cdot \tau \cdot \tau_{оп}, \text{ га} \quad (13)$$

Соотношение времени работы и отдыха оператора в зависимости от степени интенсивности физической нагрузки рассмотрено в работе [3] и представлено в табл. 1.

Таблица 1. Зависимость продолжительности работы и отдыха человека в зависимости от доли анаэробного образования энергии в общей системе энергообразования.

Доля анаэробного образования энергии	0,06	0,1	0,15	0,30
Продолжительность работы без отдыха, мин	24-45	12-20	8-13	4-6
Продолжительность отдыха, мин	5-10	30-40	30-90	более 300

Соотношение $\tau_{оп} = \frac{T_p}{T_p + T_{от}}$ предлагается оценивать коэффициентом полезного действия оператора:

$$\eta_{оп} = \frac{T_p}{T_p + T_{от}} = 1 - K_{оп} = 1 - \frac{E_{оп}}{E_{оп,MAX}}, \quad (14)$$

где $K_{оп}$ - коэффициент интенсивности применения физической энергии оператором;

$E_{оп}$ - энергия, затрачиваемая оператором во время работы с мотоагрегатом;

$E_{оп,MAX}$ - максимально возможная энергия, развиваемая оператором.

Методика ее определения представлена в работе [5].

Затраты энергии оператора, используемые для стабилизации тягового баланса мотоагрегата, определим из баланса мощности. Принимаем, что агрегат является тяговым, движется по ровной поверхности без уклонов. Необходимая мощность для выполнения работы составит:

$$N_{\text{ПОТР}} = N_{\text{АГР}}^T + N_{\delta} + N_f + N_{\text{ТР}}, \quad (15)$$

где $N_{\text{агр}}^m$ – тяговая агротехнически полезная мощность;
 N_{δ} – мощность, затрачиваемая на буксование движителей,
 N_f – мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления движению;
 $N_{\text{тр}}$ – мощность, затрачиваемая на потери в трансмиссии.

Подводится энергия от двух источников - эффективная мощность двигателя и мощность от толкающего в продольном направлении усилия оператора:

$$N_{\text{Э.ДВ}} + N_{\text{ОП}}^T = N_{\text{ПОТР}}. \quad (16)$$

Тогда тяговый баланс примет вид:

$$N_{\text{Э.ДВ}} + N_{\text{ОП}}^T = N_{\text{АГР}}^T + N_{\delta} + N_f + N_{\text{ТР}}, \quad (17)$$

$$N_{\text{ОП}}^T = (N_{\text{АГР}}^T + N_{\delta} + N_f + N_{\text{ТР}}) - N_{\text{Э.ДВ}}, \quad (18)$$

т.е. недостаток эффективной мощности двигателя компенсируется оператором путем приложения усилий в продольном направлении на штанги агрегата в единицу времени. Но оператор прикладывает усилия только в том случае, если $N_{\text{ПОТР}} - N_{\text{Э.ДВ}} > 0$. На практике это выражено повышенным буксованием и значительным снижением скорости движения. Действия оператора не имеют стабильного характера, являются величиной случайной и подчиняются закону распределения случайной величины. В общем виде мощность, затрачиваемая оператором в тяговой динамике, в определенный момент времени равна:

$$N_{\text{ОП}}^T = P_{\text{Т}} \cdot V_{\text{П}} = P_{\text{Т}} \frac{ds}{dt}, \text{ Вт} \quad (19)$$

Тогда, затраченная оператором энергия:

$$E_{OP}^T = P_T \cdot V_P \cdot t = P_T \frac{dx}{dt}, \text{ Вт с} \quad (20)$$

где dx – элементарное перемещение в продольном направлении за время dt .

Кроме этого, оператор прикладывает к штангам управления усилия в поперечном направлении для обеспечения движения по заданной траектории и в вертикальной плоскости для корректирования глубины погружения рабочих органов в грунт:

$$E_{OP}^{YPP} = E_{OP}^Y + E_{OP}^Z, \quad (21)$$

где E_{on}^y, E_{on}^z – энергия, затрачиваемая оператором соответственно в поперечном и вертикальном направлениях.

В мгновенный период времени энергия, затраченная на управление, составит:

$$E_{OP}^{YPP} = \bar{P}_Y \frac{dx}{dt} + \bar{P}_Z \frac{dx}{dt} = \sqrt{P_Y^2 + P_Z^2} \frac{dx}{dt}. \quad (22)$$

В безразмерном виде КПД мотоагрегата можно описать выражением:

$$\eta_{AGR} = \frac{W_D}{W_T} = \frac{0,36 \cdot V_T \cdot (1-\delta) \cdot B_T \cdot \beta \cdot T_\Sigma (1 - K_{OP})}{0,36 \cdot V_T \cdot B_T \cdot T_\Sigma} = \eta_\delta \cdot \eta_T \cdot \eta_{OP}, \quad (23)$$

где η_δ – КПД буксования;
 η_T – КПД захвата орудия;
 η_{OP} – КПД оператора.

Выводы

Производительность мотоагрегатов кроме основных составляющих (ширины захвата, скорости движения, продолжительности выполнения работы) зависит от степени физического участия оператора в тяговой динамике.

Степень участия оператора в тяговой динамике агрегата предложено оценивать коэффициентом интенсивности его физического участия как отношение затрачиваемой энергии к максимально возможной энергии, развиваемой данным человеком.

Список использованных источников

1. Овсянников С. Классификация и концепция развития миниагротехники / С. Овсянников // Вісн. наук. праць ХНТУСГ. Вип. 94. – Х. : ХНТУСГ, 2010. - С. 304-309.
2. Келлер Н. О концепции развития мобильной мини-техники на современном этапе / Н. Келлер, А. Цветков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003, № 4. - С. 7-10.
3. Сергей Овсянников. Энергетические затраты оператора при управлении мотоагрегатом / С. Овсянников // Motrol . Commission of motorization and energetics in agriculture . Vol. 15, № 7. – Lublin-Rzeszow 2013. – S. 45-50.
4. Овсянников С., Ремарчук Н. Аспекты функциональной стабильности агрегатов на базе мотоблоков / С. Овсянников, Н. Ремарчук // Сільськогосподарські машини : Зб . наук . статей – Вип. 20. – Луцьк : Ред. – вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 234 – 242.
5. Овсянников С . І . Методика визначення енерговитрат оператора під час керування мотоагрегатом / С . І . Овсянников // Сільськогосподарські машини : Зб . наук . статей – Вип. 25 . – Луцьк : Ред . – вид . відділ ЛНТУ , 2013 . – С 93 - 101.
6. Кузьмин Н . В . Предельные законы теории производительности машинно-тракторных агрегатов / Н . В . Кузьмин // Механизация и электрификация с.-х. производства. – 2005. - № 10. – С. 6 - 8.
7. Попов Л . А . Эксплуатация машинно–тракторного парка в аграрном комплексе : Учебное пособие / Л . А . Попов // Сыктывкарский лесной институт. – Сыктывкар, 2004. – 152 с.
8. Карабаницкий А . П ., Кочкин Е . А . Теоретические основы производственной эксплуатации МТП / А . П . Карабаницкий, Е . А . Кочкин // - М . : КолосС, 2009. – 152 с.

Анотація

Розглянуті фактори, які впливають на продуктивність мотоагрегатів. Встановлено, що під час розрахунків продуктивності мотоагрегатів необхідно враховувати ступень фізичної участі оператора в тяговій динаміці агрегату.

Ключові слова. Мотоагрегат, продуктивність, оператор, витрати енергії людини.

Abstract

Considered factors which influence on the productivity of walking tractor. It is set that during the calculations of the productivity of walking tractor it is necessary to take into account feet of physical participation of operator in the hauling dynamics of aggregate.

Key words: walking tractor, productivity, operator, charges of energy of man.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГОНАСИЧЕНОГО ТРАКТОРА В АГРЕГАТІ З СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЮ МАШИНОЮ ЗМІННОЇ МАСИ

Шуляк М.Л., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Розглянуто питання підвищення ефективності експлуатації МТА з урахуванням використання сільськогосподарських машин змінної маси, за рахунок переходу двигуна трактора на частковий швидкісний режим.

Вступ. Підвищення енергонасиченості тракторів і розвинення технологій виробництва сільськогосподарських культур привело до випередження зростання маси технологічної частини МТА стосовно зростання маси трактора, що робить неможливим його подальше використання як тягача і потребує нових напрямків використання потужності його двигуна.

Одним з напрямків реалізації потенційних можливостей двигуна трактора є використання його потужності для приводу активних робочих органів сільськогосподарської машини.

Мета роботи. Розглянути питання підвищення ефективності експлуатації енергонасиченого трактора в агрегаті з сільськогосподарською машиною змінної маси.

Аналіз публікацій. Як відомо збільшена потужність трактора може бути реалізована в швидкісних, широкозахватних та комбінованих агрегатах. Проте при роботі таких агрегатів виникають швидкісні і тягові «бар'єри», які важко подолати. На шляху підвищення швидкості руху МТА лежать агротехнологічні і фізіологічні обмеження [1].

Більшість закордонних фірм поставляють на ринок трактори з енергонасиченістю $E_t = 1,715$ кВт/кН. Вітчизняні трактори хоч і поступаються за енергонасиченістю закордонним моделям, але в основному перевищують еталонні показники, найбільшу енергонасиченість мають трактори КИЙ-14102 ($E_t = 2,02$ кВт/кН) і ХТА-200 «Слобожанец» ($E_t = 2,1$ кВт/кН) [2].

У сільськогосподарських тракторів 30-60 % часу роботи приходиться на режими, при яких експлуатаційне навантаження дизелю не перевищує 60 – 70% повного при номінальній частоті обертання [3]. Окрім того, значну частину часу (50%) двигун робить при положенні органів керування регулятора частоти обертання, що відповідають частковій подачі палива, та на холостому ході. В роботі Вгорова Б.А [4] відзначено, що ступінь використання потужності двигуна при виконанні трактором окремих операцій з їх річного набору різна і залежить від специфіки робіт, що виконуються. У реальних умовах експлуатації тракторів розподіл робіт зі ступеня завантаження залежить від типорозміру трактора, набору машинознарядь до нього та умов експлуатації (табл. 1).

Таблиця 1. Розподіл річної зайнятості за часом тракторів і ступінь завантаження двигунів

Види робіт	трактори	
	Т-150К, двигун СМД-62	МТЗ-80/82, двигун Д-240
Внесення добрив і хімікатів	14/40	9/46,5
Транспорт	55/45,3	23/45
Посів і посадка	4/703	4/55,6
Догляд за посівом	-	15/56,6
Збирання	-	22/69,0
Ґрунтообробка	27/83,5	27/79,8
Разом	100	100

Велику частку в балансі часу займають відносно малоенергоємні роботи, властиві с/г виробництву (транспортні та допоміжні). Для двигуна, що працює на дизельному паливі, ці питання вивчалися в роботах Варварова Л.М., Гольверка А.А., Взорова Б.А., Молчанова, було досягнуте суттєве зниження витрати палива двигуном за рахунок зниження частоти обертання колінчатого валу двигуна (часткові швидкісні режими) та маневрування скоростями трансмісії трактору.

Основна частина. По тяговій характеристиці трактора можна визначити витрату палива лише для окремих швидкісних і навантажувальних режимів, що співпадають з роботою на окремій передачі.

Визначити витрату палива по всьому полю тягової характеристики та між передачами неможливо. В той час при технічному нормуванні механізованих робіт необхідно знати витрату палива в будь-якій точці тягової характеристики. Зараз це робиться методом екстраполяції, що трудомістко і пов'язане з великими помилками. При застосуванні сільськогосподарських машин змінної маси завантаження двигуна зменшується під час роботи, як відомо це викликає погіршення показників паливної економічності і знижує ефективність роботи МТА в цілому.

Розглянемо підвищення ефективності експлуатації МТА в складі трактора ХТА – 200 – 10 та ПРТ-10

Агротехнічно допустима швидкість для цього агрегату становить 8-10 км/год згідно технічної документації.

Швидкість максимально можлива по завантаженню двигуна, визначається за формулою [5]:

$$V_{P_{\max}}^{N_e} = \frac{(N_{e_n} \cdot \eta_{N_e} - N_{\text{вoм}} / \eta_{\text{вoм}}) \cdot \eta_{\text{мг}} \cdot \eta_{\delta}}{R_M + G \cdot \left(f_r + \frac{i}{100} \right)}, \quad (1)$$

де: N_{e_n} – номінальна потужність двигуна, кВт;

η_{N_e} – коефіцієнт оптимального завантаження двигуна,

$\eta_{N_e} = 0,8 \dots 0,95$;

$N_{\text{вoм}}$ – потужність для приводу активних робочих органів;

$\eta_{\text{вoм}}$ – ККД валу відбору потужності,

$$\eta_{\text{вoм}} = 0,94 \cdot 0,96;$$

$\eta_{\text{мт}}$ – ККД трансмісії;

η_{δ} – ККД буксування;

$f_{\text{т}}$ – коефіцієнт опору кочення;

$R_{\text{м}}$ – тяговий опір робочої машини, Н;

i – нахил місцевості, %;

G – вага трактору, Н.

Тяговий опір робочої машини визначається за формулою[5]:

$$R_{\text{м}} = (G_{\text{пр}} + G_{\text{гр}}) \left(f_{\text{пр}} + \frac{i}{100} \right), \quad (2)$$

де: $G_{\text{пр}}$ – конструктивна вага розкидувача органічних добрив, Н; $G_{\text{гр}}$ – вага органічних добрив в кузові розкидувача, Н; $f_{\text{пр}}$ – коефіцієнт опору кочення розкидувача.

Потужність для приводу активних робочих органів знаходимо за формулою[5]:

$$N_{\text{вoм}} = \frac{p \cdot h \cdot b_p \cdot V_p}{10^4 \cdot \gamma}, \quad (3)$$

де: p – опір органічних добрив подрібненню, кН/м², $p = 250 \dots 500$ кН/м²; h – норма внесення добрив, т/га; b_p – робоча ширина захвату агрегату, м; γ – щільність органічних добрив, т/м³.

Буксування буде дорівнювати[5]:

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{\delta}{100}, \quad (4)$$

Коефіцієнт завантаження двигуна можна визначити[5]:

$$\eta_{N_{ep}} = \frac{N_{ep}}{N_{en}}, \quad (5)$$

де: N_{ep} – ефективна потужність двигуна на робочому режимі, кВт.

Ефективну потужність двигуна визначаємо за формулою[5]:

$$N_{e_p} = \frac{(R_M + P_f + P_a) \cdot V_p}{\eta_{MT} \cdot \eta_\delta} + \frac{N_{BOM}}{\eta_{BOM}}, \quad (6)$$

де: P_f, P_a – сила, що витрачається на переміщення та підйом трактора, Н.

$$(P_f + P_a) = G \cdot \left(f_T + \frac{i}{100} \right). \quad (7)$$

Згідно наведених формул проводимо розрахунки для початкового та кінцевого стану роботи МТА:

$$N_{BOM} = \frac{370 \cdot 40 \cdot 7 \cdot 2,77}{10^4 \cdot 0,9} = 31,98 \text{ кВт.}$$

Під час роботи потужність, що витрачається на привід робочих органів суттєво не змінеться.

Тяговий опір робочої машини буде постійно змінюватися під час виконання технологічної операцій і становитиме:

$$R_{M1} = (40 + 100) \left(0,12 + \frac{2}{100} \right) = 19,6 \text{ кН,}$$

$$R_{M2} = (40 + 8,9) \left(0,12 + \frac{2}{100} \right) = 6,8 \text{ кН.}$$

Уточнюємо робочу швидкість:

$$V_{P_{\max}}^{N_e} = \frac{(154 \cdot 0,95 - 31,19 / 0,95) \cdot 0,82 \cdot 0,92}{119,6 + 85,2 \cdot \left(0,12 + \frac{2}{100} \right)} = 2,7 \text{ м/с.}$$

Згідно агротехнічних вимог одним з важливих критеріїв внесення органічних добрив є постійна швидкість руху МТА, тому розраховуємо ефективну потужність двигуна, приймаючи, що швидкість суттєво не зміниться:

$$N_{e_{p1}} = \frac{(19,6 + 85,2 \cdot (0,12 + 2/100)) \cdot 2,7}{0,82 \cdot 0,92} + \frac{31,89}{0,95} = 146,4 \text{ кВт,}$$

$$N_{e_{p1}} = \frac{(6,8 + 85,2 \cdot (0,12 + 2/100)) \cdot 2,7}{0,82 \cdot 0,92} + \frac{31,89}{0,95} = 100,57 \text{ кВт.}$$

Тоді коефіцієнт завантаження двигуна становитиме:

$$\eta_{N_{ep1}} = \frac{146,4}{154} = 0,95,$$

$$\eta_{N_{ep2}} = \frac{100,57}{154} = 0,65, \quad (5)$$

Як бачимо з наведеного розрахунку зміна маси сільськогосподарської машини суттєво вплинула на коефіцієнт завантаження двигуна. Проаналізувавши регуляторну характеристику двигуна Д-260, можна стверджувати, що питома витрата палива погіршиться на 18% і становитиме для першого випадку 225 г/кВт · год ; для другого 274 г/кВт · год .

Одним з відомих способів покращення паливної економічності, за рахунок більш повного завантаження двигуна, є перехід на частковий швидкісний режим роботи двигуна та підвищену передачу трансмісії. Цей спосіб широко застосовується при роботі трактора в межах тягової концепції, при переході до тягово-енергетичної концепції, його використання ускладнене, навіть при використанні робочих машин з незмінною масою, залежністю частоти обертання двигуна та ВВП.

Підвищення ефективності експлуатації енергонасичених тракторів за рахунок зміни частоти обертання колінчатого валу двигуна можливе при стабілізації обертів ВВП. Для робочих машин з незмінної масою можливо встановлення допоміжних передаточних ланок, наприклад, механічних або гідромеханічних редукторів, здатних підтримувати потрібні оберти ВВП при постійній частоті обертання колінчатого валу двигуна. Проте для машин змінної маси, під час роботи яких треба кілька разів за одну технологічну операцію змінювати параметри роботи двигуна та трансмісії, потрібно застосовувати більш складні системи стабілізації обертів ВВП, що здатні пристосовуватися до зовнішніх чинників в експлуатації.

Для реалізації цього можливо застосовувати звичайні гідрооб'ємні передачі, проте їх ККД досить низький, порівняно з механічним ВВП, обслуговування більш складне, тому їх використання може зменшити корисний ефект від встановлення оптимальної частоти обертання колінчатого валу трактора. Також слід зауважити, що для вирішення цього питання можливо застосувати механічну безступінчасту передачу або електричну передачу, проте у кожній з них є ряд суттєвих недоліків.

В приводах сучасних тракторів отримали поширення двопотокові гідрооб'ємномеханічні передачі, така передача на ряді режимів її роботи, має більш високий ККД порівняно з гідрооб'ємною передачею [6]. Для трактора «БЕЛАРУСЬ 1221» розроблена двопотокова передача ВВП, потужність двигуна передається в основному через механічну передачу, а необхідна для стабілізації ВВП частка через гідрооб'ємну передачу. Така конструкція дозволяє підвищити ККД передачі в порівнянні зі звичайними гідрооб'ємними ВВП за рахунок застосування механічної передачі.

В зв'язку з поширенням використання в сучасному тракторобудуванні електричних передач та приводів активних органів одним з

найперспективніших рішень проблеми стабілізації частоти обертання ВВП буде застосування комбінованої передачі потужності двигуна до ВВП з використанням електричної передачі.

Висновки

Одним з напрямків підвищення ефективності експлуатації енергонасиченого трактора в агрегаті з сільськогосподарською машиною змінної маси є більш повне завантаження двигуна за рахунок переходу на частковий швидкісний режим.

Експлуатація трактора тягово-енергетичної концепції за умови переходу його двигуна на частковий швидкісний режим неможлива без додаткової стабілізації частоти обертання ВВП, бо це призведе до погіршення якості виконання технологічної операції.

Для машин змінної маси, під час роботи яких треба кілька разів за одну технологічну операцію змінювати параметри роботи двигуна та трансмісії, потрібно застосовувати системи стабілізації обертів ВВП, що здатні пристосовуватися до зміни зовнішніх чинників в експлуатації.

Список використаних джерел

1. Киртбая Ю.К. Резервы в использовании машинно-тракторного парка [Текст] / Ю.К. Киртбая. – М.: Колос, 1976.– 256 с.
2. Лебедев С.А. Споживчі якості енергонасичених тракторів для рослинництва [Текст] // Техніка і технологія АПК.– 2012.–№ 9.– С. 12 - 16.
3. Володін В.М. Оценка эксплуатационной топливной экономичности тракторных и комбайновых дизелей [Текст] // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. № 1. – С. 14-16.
4. Взоров Б.А., Молчанов К.К., Трепененков И.И. Снижение расхода топлива с.-х. тракторами путем оптимизации режима работы двигателей [Текст] // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. № 6. – С. 10-14.
5. Ляхов А.П. Эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] / А.П. Ляхов; под. ред. Ю.В. Будько // Учебник. – Мн.: Урожай, 1991.– 107 с.
6. Бобровник А.И. Кинематика двухпоточного независимого вала отбора мощности трактора [Текст] / А.И. Бобровник, М.Ф. Аль-Кинани // Агропанорама. – 2013. № 3. – С. 12-16.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ ТРАКТОРОВ В АГРЕГАТЕ С СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫМИ МАШИНАМИ ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ

Шуляк М.

Рассмотрены вопросы повышения эффективности эксплуатации МТА с учетом использования сельскохозяйственных машин переменной массы, за счет перехода двигателя трактора на частичный скоростной режим.

Abstract

IMPROVING EFFECTIVENESS USE POWER TRACTORS IN THE UNIT WITH VARIABLE MASS AGRICULTURAL MACHINES

M. Shulyak

The problems of improving the operational efficiency of machine-tractor using agricultural machines with variable mass, by moving the tractor engine at partial speed mode.

УДК 629.114

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ ТРАКТОРА С ДВУХОСНЫМ ПРИЦЕПОМ БЕЗ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС

Холодов М.П., аспирант

ХНАДУ

Получена математическая модель процесса торможения тракторного поезда (в составе колесного трактора и двухосного прицепа) на грани блокирования колес. Определены коэффициенты распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю, заднюю ось трактора, переднюю и заднюю ось прицепа; с учетом коэффициента устойчивости.

Введение

Наряду с автомобильными перевозками широкое распространение получили и тракторные перевозки. Основной комплекс сельскохозяйственных работ, как в нашей стране, так и в других зарубежных странах выполняется колёсными тракторами, не случайно в структуре тракторного парка экономически развитых стран на долю колёсных тракторов приходится 85-95%. т.к. они наиболее полно отвечают возрастающим требованиям сельскохозяйственного производства. Современные колёсные тракторы более универсальны, чем гусеничные имеют меньшую стоимость и эксплуатационные расходы, более высокие транспортные скорости, которые постоянно растут, что влечет за собой ужесточение требований к тормозным свойствам этих машин. Поэтому динамике торможения тракторных поездов посвящено значительное количество монографий, статей и диссертаций.

В настоящей статье, основываясь на своих ранее проведенных исследованиях, была получена математическая модель процесса торможения тракторного поезда (в составе колесного трактора и двухосного прицепа) на грани блокирования колес. Определены коэффициенты распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю, заднюю оси трактора, переднюю и заднюю оси прицепа, обеспечивающие устойчивость тракторного поезда.

Анализ последних достижений и публикаций

Выбор распределения тормозных сил между осями оказывает существенное влияние на эффективность торможения, устойчивость и управляемость колесных машин. Наилучшее сочетание показателей указанных свойств реализуется при торможении либо с незаблокированными колесами, либо с колесами, находящимися на пределе блокирования [1,2,3]. При выборе распределения тормозных сил также необходимо учитывать, курсовую устойчивость при торможении этому вопросу посвящено большое количество работ [4,6] и предложен коэффициент устойчивости [5].

Цель и постановка задачи

Целью исследования является выбор рационального распределения тормозных сил между осями тракторного поезда (в составе колесного трактора и двухосного прицепа) с учетом обеспечения курсовой устойчивости, при торможении.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить влияние коэффициентов распределения тормозных сил на курсовую устойчивость тракторного поезда при торможении.
- провести расчет коэффициентов распределения тормозных сил между осями на примере колесного трактора ХТЗ – 17221 и двухосного прицепа – 2-ПТС 12, обеспечивающих торможение на пределе блокирования колес.

Курсовая устойчивость трактора с двухосным прицепом при торможении

На рис. 1 показана расчетная схема сил, действующих на тракторный поезд при торможении с незаблокированными колесами.

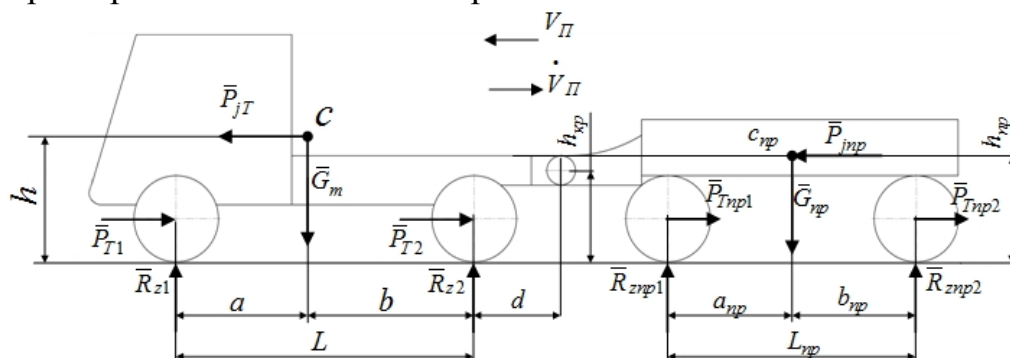


Рис. 1. - Схема сил, действующих на тракторный поезд при торможении с незаблокированными колесами:

a, b, a_{np}, b_{np} - расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс прицепа на горизонтальную плоскость; h_{np} - высота центра масс прицепа; L_{np} - продольная колесная база прицепа; $R_{z1}, R_{z2}, R_{znp1}, R_{znp2}$ - суммарные нормальные реакции дороги на передней, задней осях трактора, передней и задней осях прицепа; $r_{d1}, r_{d2}, r_{dnp1}, r_{dnp2}$ - динамические радиусы передних, задних колес трактора, передних и задних колес прицепа; h - высота центра масс трактора; L - продольная колесная база трактора; $h_{кр}$ - высота соединительного шарнира звеньев тракторного поезда. $G_T, G_{ПП}$ - общий вес трактора и прицепа, соответственно.

Для тракторного поезда коэффициент устойчивости при торможении будет равен:

$$K_{уст} = \frac{M_{стб}^{II}}{M_{возм}^{II}} = \frac{R\delta_2 b + R\delta_{np1} a_{np}}{R\delta_1 a + R\delta_{np2} b_{np}} \quad (1)$$

Боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей трактора, передней и задней осей прицепа

$$R\delta_1 = \sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - \beta_1^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2} \cdot j_{II}^2} ; \quad (2)$$

$$R\delta_2 = \sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - \beta_2^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2} \cdot j_{II}^2} ; \quad (3)$$

$$R\delta_{np1} = \sqrt{\varphi^2 R_{znp1}^2 - \beta_{np1}^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2} \cdot j_{II}^2} ; \quad (4)$$

$$R\delta_{np2} = \sqrt{\varphi^2 R_{znp2}^2 - \beta_{np2}^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2} \cdot j_{II}^2} . \quad (5)$$

$\beta_1, \beta_2, \beta_{np1}, \beta_{np2}$ - коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю, заднюю ось трактора, переднюю и заднюю ось прицепа.

Вертикальные реакции дороги на передней и задней осях трактора, передней и задней осей прицепа (рис. 1)

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} + P_{III} \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \right) ; \quad (6)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_{III} \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \right) ; \quad (7)$$

$$R_{znp1} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{III} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\delta np1}}{L_{np}} + \beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\delta np2}}{L_{np}} \right) ; \quad (8)$$

$$R_{znp2} = G_{np} \frac{a_{np}}{L_{np}} - P_{ТП} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} + \beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}} \right). \quad (9)$$

Замедление тракторного поезда на пределе блокирования колес

$$j_{П1} = \frac{g \cdot P_{ТП}}{(G_T + G_{ПП})} = \frac{\varphi \cdot g}{1 + \frac{G_{ПП}}{G_T}} \cdot \frac{\frac{b}{L}}{\beta_1 \left(1 - \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} \right) - \varphi \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + \frac{G_{ПП}}{G_T}} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \right)}; \quad (10)$$

$$j_{П2} = \frac{g \cdot P_{ТП}}{(G_T + G_{ПП})} = \frac{\varphi \cdot g}{1 + \frac{G_{ПП}}{G_T}} \cdot \frac{\frac{a}{L}}{\beta_2 \left(1 + \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \right) + \varphi \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + \frac{G_{ПП}}{G_T}} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} \right)}; \quad (11)$$

$$j_{Пnp1} = \frac{\varphi \cdot g}{1 + \frac{G_T}{G_{ПП}}} \cdot \frac{\frac{b_{np}}{L_{np}}}{\beta_{np1} \left(1 - \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} \right) - \varphi \left(\beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}} + \frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np} \left(1 + \frac{G_T}{G_{ПП}} \right)} \right)}; \quad (12)$$

$$j_{Пnp2} = \frac{\varphi \cdot g}{1 + \frac{G_T}{G_{ПП}}} \cdot \frac{\frac{a_{np}}{L_{np}}}{\beta_{np2} \left(1 + \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}} \right) + \varphi \left(\beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} + \frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np} \left(1 + \frac{G_T}{G_{ПП}} \right)} \right)}; \quad (13)$$

$P_{ТП}$ - общая тормозная сила тракторного поезда,

$$P_{ТП} = \frac{G_T + G_{ПП}}{g} \cdot j_{П}. \quad (14)$$

Выбор рационального распределения тормозных сил трактора с двухосным прицепом

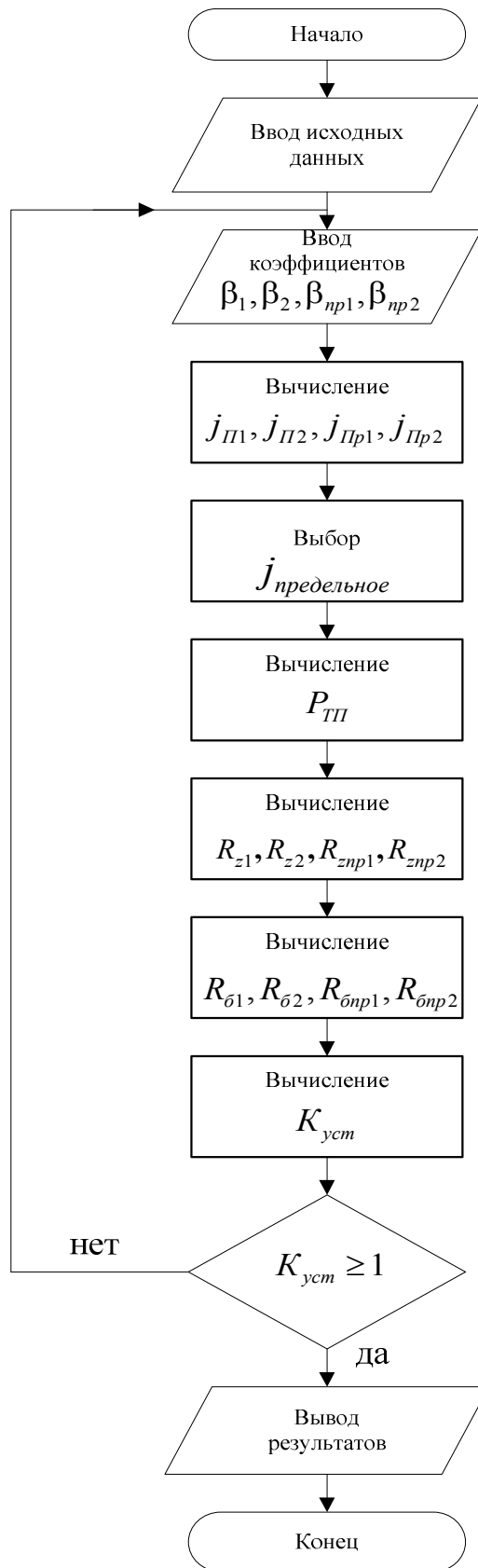


Рис. 2. – Алгоритм выбора распределения тормозных сил между осями тракторного поезда с двухосным прицепом



Рис. 3. – а – трактор ХТЗ-17221; б – прицеп 2-ПТС 12

Таблица 1 – технические характеристики трактора ХТЗ-17221 и прицепа 2-ПТС 12

Модель трактора	Шины		$r_{o_2} = r_{cm_2}, м$	$r_{o_1} = r_{cm_1}, м$	$h, м$	$b, м$	$L, м$
	задние	передние					
ХТЗ-17221	23,1R26	23,1R26	0,886	0,886	1,095	1,800	2,86
Модель прицепа	задние	передние	$r_{o_2} = r_{cm_2}, м$	$r_{o_1} = r_{cm_1}, м$	$h_{кр}, м$	$b_{np}, м$	$L_{np}, м$
2-ПТС 12	445/65R22.5	445/65R22.5	0,4	0,4	0,6	1,565	4.7

Таблица 2 – Расчет значений коэффициента распределения тормозных сил между осями трактора ХТЗ-17221 с двухосным прицепом 2-ПТС 12

Модель трактора	β	ϕ							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
ХТЗ-17221 (с двухосным прицепом без груза)	$\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$	0,636	0,643	0,651	0,659	0,666	0,673	0,679	0,688
	β_1	0,368	0,372	0,377	0,381	0,385	0,389	0,393	0,398
	β_2	0,21	0,206	0,202	0,197	0,193	0,189	0,185	0,18
	β_{np1}	0,148	0,155	0,162	0,17	0,177	0,185	0,192	0,199
	β_{np2}	0,274	0,267	0,259	0,252	0,245	0,237	0,23	0,223
ХТЗ-17221 (с двухосным прицепом полностью груженный)	$\frac{\beta_{np1}}{\beta_{np1} + \beta_{np2}}$	0,637	0,644	0,652	0,659	0,666	0,675	0,682	0,689
	β_1	0,271	0,274	0,278	0,281	0,284	0,287	0,29	0,293
	β_2	0,154	0,151	0,148	0,145	0,142	0,138	0,135	0,132
	β_{np1}	0,201	0,211	0,221	0,231	0,241	0,252	0,262	0,272
	β_{np2}	0,374	0,364	0,353	0,343	0,333	0,323	0,313	0,303

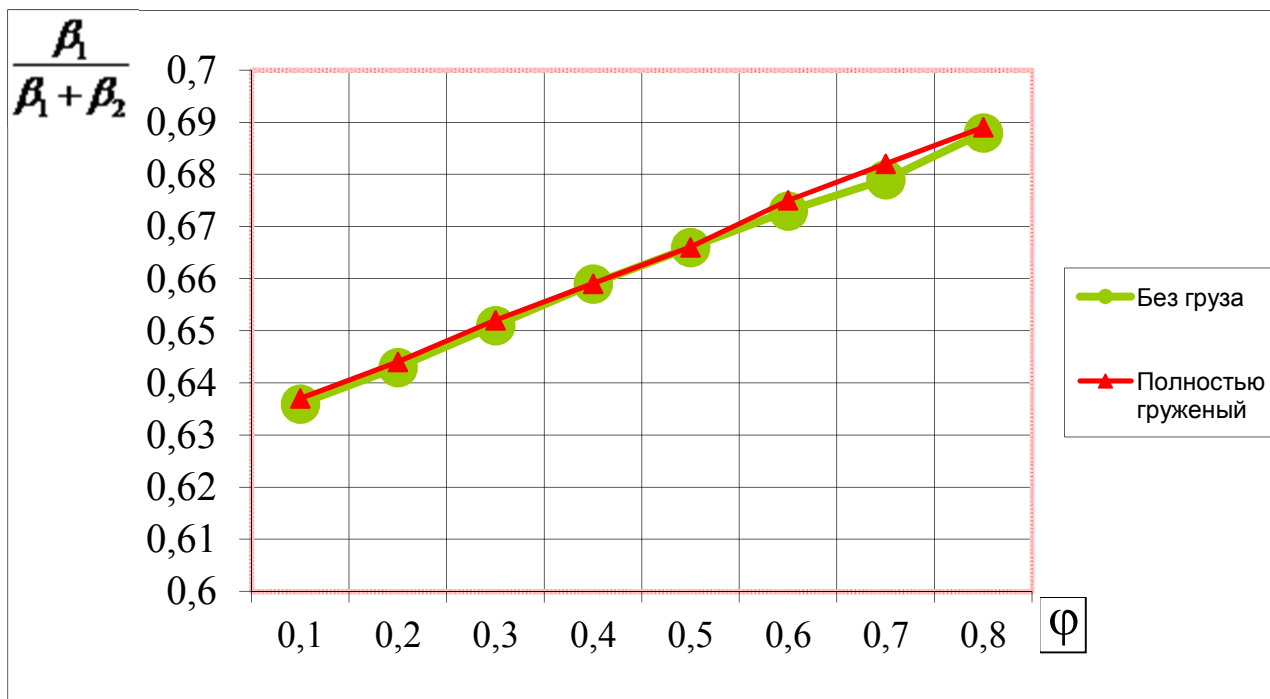


Рис. 4. – Зависимость $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$ от коэффициента сцепления φ трактора с двухосным прицепом ХТЗ – 17221.

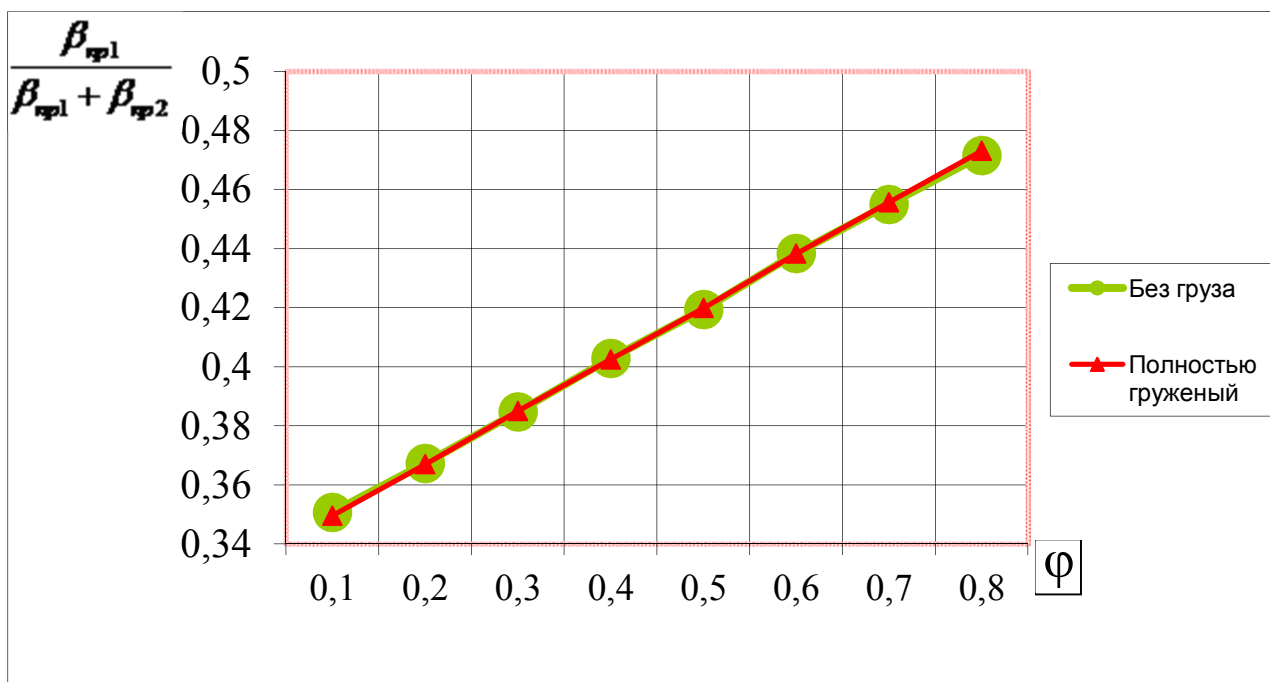


Рис. 5. – Зависимость $\frac{\beta_{np1}}{\beta_{np1} + \beta_{np2}}$ от коэффициента сцепления φ трактора с двухосным прицепом ХТЗ – 17221.

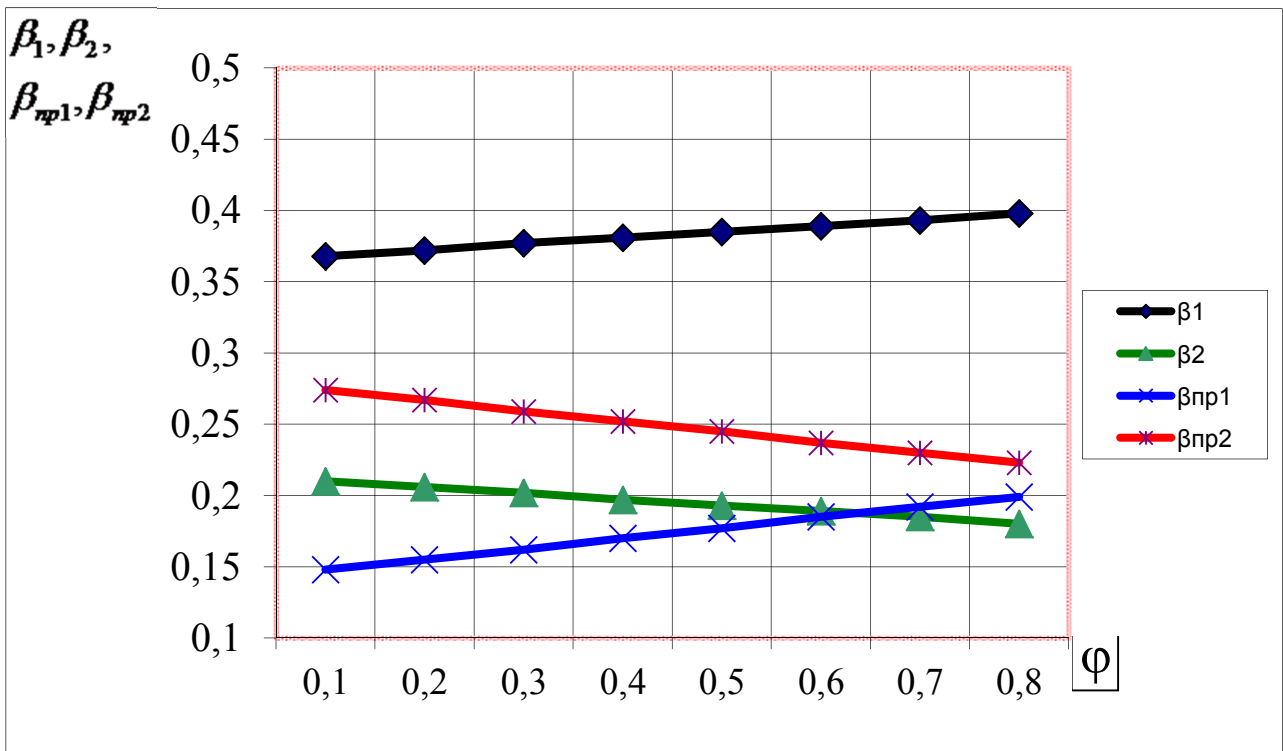


Рис. 6. – Зависимость $\beta_1, \beta_2, \beta_{np1}, \beta_{np2}$ от коэффициента сцепления φ трактора с двухосным прицепом без груза ХТЗ – 17221.

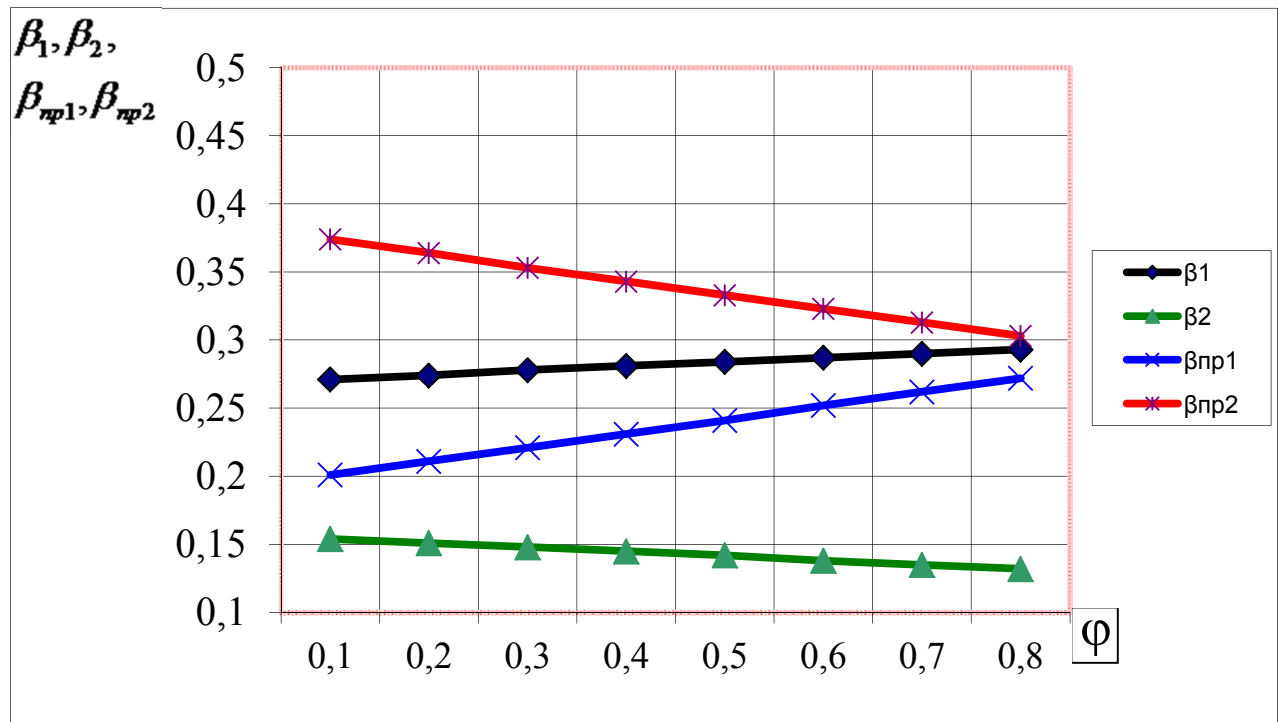


Рис. 7. – Зависимость $\beta_1, \beta_2, \beta_{np1}, \beta_{np2}$ от коэффициента сцепления φ трактора с двухосным прицепом полностью груженный ХТЗ – 17221.

Выводы

1. Полученные результаты позволяют определить влияние распределения общей тормозной силы между осями на показатели эффективности торможения и курсовой устойчивости тракторного поезда.

2. Предложенная методика позволяет определять коэффициенты распределения тормозных сил между осями тракторного поезда (в составе двухосного прицепа) при условии отсутствия блокирования колес во всем диапазоне коэффициентов сцепления φ . Это необходимо учитывать на стадии проектирования тракторных поездов.

3. С ростом коэффициента сцепления φ колес с дорогой возрастает распределение тормозных сил на переднюю ось, как трактора, так и прицепа. Наличие груза в прицепе оказывает незначительное влияние на распределение тормозных сил не более чем на 5%

Список использованных источников

1. Подригало М.А. Влияние блокировки колес на эффективность торможения колесных тракторов классической компоновки. / М.А. Подригало, Б.В. Савченков, М.П. Холодов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2011. – Вип.107. – с.22-30.
2. Подригало М.А. Торможение трактора с двухосным прицепом без блокирования колес // М.А. Подригало, М.П. Холодов, Е.М. Воронова // Ученые записки Крымского инженерно – педагогического университета. Технические науки. – Симферополь, 2013, Вып. 23 – 28 с.
3. Подригало М.А. Выбор распределения тормозных сил между осями колесных тракторов // М.А. Подригало, В.П. Волков, Павленко, М.П. Холодов // Вісник Східноукраїнського університету ім. Володимира Даля науковий журнал № 6 Луганськ 2011 6 – 16. с.
4. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин при торможении. М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый – Харьков: Изд-во ХГАДТУ. 1999. – 93 с.
5. Подригало М.А., Клец Д.М. Определение устойчивости автомобиля против заноса при движении в тяговом режиме // Вісник НТУ «ХПИ». – Вип. 12 «Автомобіле- та тракторобудування», 2007. – с. 127-136.
6. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. –216 с.

Аннотация

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАКТОРА З ДВОВІСНИМ ПРИЧЕПОМ БЕЗ БЛОКУВАННЯ КОЛІС

Холодов М.

Отримана математична модель процесу гальмування тракторного поїзда (у складі колісного трактора і двовісного причепа) на межі блокування

колiс. Визначено коефіцієнти розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на передню, задню вісі трактора , передню і задню вісі причепа; з урахуванням коефіцієнта стійкості.

Ключові слова: розподілу гальмівних сил, тракторний поїзд, динаміка, гальмування, причіп, трактор.

Abstract

MODELING DYNAMICS OF TRACTOR WITH BRAKING AXLE TRAILER WITHOUT WHEEL LOCKING

M. Kholodov

A mathematical model of the process of braking tractor train (consisting of the wheel and axle trailer tractor) on the verge of locking the wheels. The coefficients of the overall distribution of braking force to the front tractor train, tractor rear axle, front and rear axle of the trailer , taking into account the stability factor .

Keywords: brake force distribution, tractor train dynamics, braking, trailer, tractor.

УДК 631.31

ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВИХ ПОКАЗНИКІВ БЛОЧНО-МОДУЛЬНИХ ТЯГОВО-ПРИВОДНИХ АГРЕГАТІВ

Макаренко М.Г., доц., Макаренко О.М., інж., Григораш О. Г., магістр

*Харківський національний технічний університет
сільськогосподарства імені Петра Василенка*

Обґрунтовується використання тягово-приводних комбінованих агрегатів. Розглянуті питання по раціональному співвідношенню між масами тягового засобу і сільгоспмашин для систем розосередженого приводу з позицій енергетичного критерію.

Вступ. Останнім часом спостерігається установка на трактори більш потужних двигунів без істотних змін маси. Поліпшення зчпних властивостей ходових систем колісних тракторів традиційними методами не вирішують корінним чином проблему невідповідності рівня енергонасиченості трактора технологічним можливостям пасивних робочих органів знарядь. Підвищення ефективності використання МТА необхідно здійснювати перш за все за рахунок використання розосередженого приводу та вдосконалення передавальних елементів.

Енергонасичені колісні трактори можна використовувати більш продуктивно, якщо частину енергії двигуна передавати через систему валу відбору потужності (ВВП) трактора до активних робочих органів сільськогосподарських знарядь або до додаткових рушіїв. Розв'язок проблем, що виникають при цьому, сприяє процесу удосконалення як самого трактора,

так і сільськогосподарських машин у складі машинно-тракторного агрегату (МТА).

Аналіз основних публікацій, досліджень. Проведене д.т.н. Г.М. Кутьковим прогнозування розвитку енергетичних засобів с.-г. виробництва показало, що в процесі своєї еволюції кожне з них повинно пройти три основні етапи [1].

На першому етапі розвиток конструкції трактора відбувається відповідно до тягової концепції. Параметрична основа цієї концепції полягає в узгодженні потужності двигуна і маси енергетичного засобу таким чином, щоб перша могла бути цілком реалізована через тягове зусилля трактора, який в даному випадку є мобільним тяговим засобом.

Згідно концептуальних положень, викладених у [1, 2, 3], підвищення потужності двигуна неодмінно супроводжується відповідним збільшенням його експлуатаційної маси. Але енергонасиченість тягового засобу варіює при цьому мало й в основному є величиною постійною.

Енергонасиченість колісних тракторів, тяговий клас яких представлений середнім значенням даної величини, знаходиться на рівні приблизно 14,8 кВт/т. У гусеничних машин цей показник на 27% менший.

Сучасний етап розвитку енергетичних засобів характеризується завершенням тягової і зародженням нової, тягово-енергетичної концепції, відповідно до якої трактор є вже тягово-енергетичним засобом. Збільшення потужності двигуна останнього не супроводжується при цьому відповідною зміною його експлуатаційної маси.

Розвиток конструкції трактора в остаточній фазі другої логісти буде відрізнятися, як відзначається в прогнозі [1], істотною перевагою енергетичних функцій. В результаті потужність двигуна тягово-енергетичного засобу навіть при повному його баластуванні не може бути цілком реалізована через тягове зусилля.

Третій етап розвитку мобільної енергетики передбачає поступове перетворення тягово-енергетичних засобів у стаціонарні.

На сучасному етапі розвитку суспільства задоволення даних вимог у рамках старої тягової концепції побудови енергетичних засобів неможливе. Так, подальше зростання продуктивності МТА на основі тягового напрямку за рахунок збільшення швидкості руху практично вичерпаний [5].

Крім того, для більшості сучасних сільськогосподарських машин перехід на робочі швидкості вище 10 км/год., недоцільний у першу чергу з енергетичної точки зору [6, 7]. Цей висновок, цілком ймовірно, залишиться справедливим і на перспективу, тому що в найближчому майбутньому не вимальовується реальна можливість заміни старих робочих органів сільськогосподарських знарядь принципово новими.

Підвищення продуктивності праці за рахунок застосування широкозахватних МТА на базі енергозасобів також досяг своєї межі [7, 8]. Стримуючими факторами тут є: транспортні габарити агрегатів; час переналагодження МТА з транспортного положення в робоче і навпаки; ущільнюючий вплив ходових систем важких тракторів на структуру ґрунту і

врожайність оброблюваних культур.

Мета і постановка завдання. Одним із актуальних завдань землеробства в сучасних умовах є надійний захист ґрунтів від переущільнення і економія енергоресурсів за рахунок використання комбінованих та блочно-модульних МТА. Особливо гостро стоїть проблема по розробці і дослідженні механізмів приводу до рушіїв і робочих органів МТА багатофункціонального призначення при 2-х потоковій роздачі енергії двигуна, що дозволяють забезпечити більш повніше і ефективніше завантаження його в умовах обмежених можливостях рушіїв трактора по зчепленню з опорною поверхнею.

Вирішення задачі. Між тяговим зусиллям трактора і його масою склалася цілком певні співвідношення, порушення яких приводить або до зайвої маси трактора при обмежених можливостях двигуна, або до значного недовикористання потужності двигуна при недостатній масі трактора.

До теперішнього часу трактори розвивалися у напрямі підвищення експлуатаційно-технологічних показників за рахунок підвищення потужності і маси, технічного рівня і, частково, універсальності, досягнувши високих техніко-економічних показників. В основу були покладені закономірності, розроблені В.П. Горячкіним, по взаємодії енергетичних співвідношень зі швидкістю руху трактора і робочої машини:

$$75N = P_v = P_{\max} \left[1 - \left(\frac{V}{V_{\max}} \right)^m \right] V$$

Сучасні ергонасичені трактори можна використовувати ефективно, якщо частину енергії двигуна передавати через систему ВВП трактора до робочих органів сільськогосподарської машини або до ходової системи агрегатуємих машин.

Сучасні трактори працюють в основному в тяговому режимі. Тяговий ККД колісних тракторів класу 14 кН по схемі 4К2 невисокий — 0,46—0,667 на стерні і 0,355—0,46 на полі, підготовленому під посів, у тракторів класу 50 кН по схемі 4К4 з колесами рівного розміру він відповідно складає 0,42—0,615 на стерні і 0,306—0,52 на полі, підготовленому під посів. Трактори важких тягових класів мають великі втрати на перекочування і буксування, сильно ущільнюють ґрунт. Трактори класу 50 кН агрегуються, наприклад, з п'ятьма-шістьма сівалками СЗ-3,6, маса яких в заправленому стані рівна 9,25—11,1 т. Щоб використовувати цю масу в якості зчіпної, необхідно передати енергію для приводу опорних коліс. Для цієї мети може бути використаний механічний, гідرو- або електропривод. У зв'язку з подвійним перетворенням енергії ККД у двох останніх приводів нижчий, ніж у механічної трансмісії трактора. Таким чином, при виборі параметрів системи активного приводу необхідно визначити, яку частину потужності енергозасобу доцільно реалізувати на ведучих колесах додаткового тягово-технологічного візка або на опорних колесах сільгоспмашин.

Рівняння потужностного балансу тягово-приводного агрегату з приводом

опорних коліс сільгоспмашин при русі в сталому режимі має вигляд

$$N_e = N_{TP.T} + N_{fT} + N_{\delta.T} + N_{KP.T} + N_{ВП} + N_{f.CM} + N_{\delta.CM} + N_{KP.CM}, \quad (1)$$

де: $N_{TP.T}, N_{fT}, N_{\delta.m}, N_{KP.T}$ – потужність, що втрачається відповідно в трансмісії, при перекочуванні і буксуванні тягового засобу, а також тягова;
 $N_{ВП}, N_{f.cm}, N_{\delta.cm}, N_{kp.cm}$ – потужність, що втрачається відповідно в системі відбору потужності енергозасобу при перекочуванні і буксуванні, а також тягова сільгоспмашин.

Частина потужності двигуна N_T реалізується на тяговому засобі, а частина N_{CM} – на сільгоспмашині:

$$N_e = \frac{N_T}{\eta_{TP}} + \frac{N_{CM}}{\eta_{ВП}}. \quad (2)$$

Тут $\eta_{TP}, \eta_{ВП}$ – ККД, відповідно, трансмісії тягового засобу, системи відбору потужності і приводу ходової системи сільгоспмашини:

$$\begin{aligned} N_{TP} &= N_{TP} = P_{fT}v + P_{km}v_m\delta_m + P_{kp.m}v, \\ N_{CM} &= P_{fcm}v + P_{k.cm}v_{cm}\delta_{cm} + P_{kp.cm}v, \end{aligned}$$

v – дійсна швидкість руху агрегату;

v_m і v_{CM} – теоретична швидкість руху відповідно тягового засобу і сільгоспмашини.

Далі

$$N_T = P_{fT}v + (P_{fT} + P_{KP.T}) \frac{v}{1-\delta_T} \delta_T + P_{KP.T}v; \quad (3)$$

$$N_{CM} = P_{fcm}v + (P_{fcm} + P_{KP.CM}) \frac{v}{1-\delta_{CM}} \delta_{CM} + P_{KP.CM}v. \quad (4)$$

Звідки

$$N_T = P_{fT}v \frac{v}{1-\delta_T} + P_{KP.T} \frac{v}{1-\delta_T}; \quad (5)$$

$$N_{CM} = P_{fcm}v \frac{v}{1-\delta_{CM}} - P_{KP.CM} \frac{v}{1-\delta_{CM}}. \quad (6)$$

Відповідно до досліджень В.В. Гуськова, втрати на перекочування колеса

$$N_{fT} = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{G_T^4}{D^2 b}}. \quad (7)$$

Тут G_T – навантаження на колесо;

D – приведений діаметр умовного колеса;
 b – ширина шини.

Приведений діаметр колеса визначається по формулі

$$D = d \left(1 + \frac{\sqrt[3]{G_T K^2 b^2}}{\pi P_\omega \sqrt{2r_1} \sqrt[6]{d}} \right), \quad (8)$$

де r_1 – зовнішній радіус кривизни шини в поперечному перетині;
 K – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту: $K = K_1 / \sqrt{bD}$;
 K_1 – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, отриманий при вдавлюванні штампів твердоміра.

Залежність між буксуванням, зчіпною масою і тяговим зусиллям виражається за допомогою формули Киртбая, на основі якої апроксимовані експериментальні дані для тракторів з різними ходовими системами:

$$\delta = \frac{aP_{KP}}{G_{Ц.Т}} + b \left(\frac{P_{KP}}{G_{Ц.СМ}} \right), \quad (9)$$

де a, b і c – безрозмірні коефіцієнти, залежні від типу трактора і ґрунтових умов.

В розрахунках не враховуємо вплив швидкості руху агрегату на залежність $\delta = f(P_{KP})$ і розглядаємо цю залежність в межах лінійної. Експериментально встановлено, що лінійний характер вона носить у тракторів класу 14 кН в діапазоні до $P_{KP} = 12$ кН, а класу 50 кН – до $P_{KP} = 45$ кН, тобто практично у всьому робочому діапазоні.

Тоді

$$\delta_T = \frac{aP_{KP.T}}{G_{Ц.Т}}; \quad (10)$$

$$\delta_{СМ} = \frac{aP_{KP.СМ}}{G_{Ц.СМ}}, \quad (11)$$

$G_{Ц.Т}$ і $G_{Ц.СМ}$ – відповідно зчіпні маси тягового засобу і сільгоспмашини.
 З урахуванням умов (5), (6), (10), (11) отримаємо

$$N_e = \frac{P_{JT}v}{\eta_{TP} \left(1 - \frac{aP_{KP.T}}{G_{Ц.Т}} \right)} + \frac{P_{KP}v}{\eta_{TP} \left(1 - \frac{aP_{KP.T}}{G_{Ц.Т}} \right)} + \frac{P_{JСМ}v}{\eta_{СЭОМ} \left(1 - \frac{aP_{KP.СМ}}{G_{Ц.СМ}} \right)} + \frac{P_{KP.СМ}v}{\eta_{СЭОМ} \left(1 - \frac{aP_{KP.СМ}}{G_{Ц.СМ}} \right)}; \quad (12)$$

де v – дійсна швидкість агрегату;

$P_{кр.см}$ і $P_{фсм}$ – відповідно тягове зусилля і опір перекочуванню сільгоспмашини.

Хай $P_{кр} = P_{кр.т} + P_{кр.см}$; $G_{сц.т} = \gamma G_T$;

$$1 - K_p = \frac{P_{кр.см}}{P_{кр}}; \quad (13)$$

$$K_p = \frac{P_{кр.т}}{P_{кр}}; \quad (14)$$

де γ – коефіцієнт використання зчіпної маси трактора.

Прийнято, що маса сільгоспмашини використовується як зчіпна: $G_{сц.см} = G_{см}$. Кінематичні співвідношення швидкостей тягового засобу і приводної сільгоспмашини пов'язані з силовими. Кінематична невідповідність колових швидкостей обертання коліс сільгоспмашини і тягового засобу

$$K = \frac{v_T}{v_{см}} = \frac{(1 - \delta_{см})}{(1 - \delta_T)}. \quad (15)$$

Звідси

$$K_v \left(\frac{1 - aP_{кр}K_p}{\gamma G_T} \right) = \left\{ \frac{1 - a[P_{кр}(1 - K_p) - P_{фсм}]}{G_{см}} \right\}; \quad (16)$$

$$K_p = \frac{\left(K_v - 1 + \frac{a(P_{кр} - P_{фсм})}{G_{см}} \right)}{\left(\frac{aP_{кр}}{\gamma G_T} K_v + \frac{aP_{кр}}{G_{см}} \right)}. \quad (17)$$

Після підстановки виразів (13), (14) у формулу (12) маємо

$$N_e = v \left(\frac{AG^{4/3}}{\eta_{тп}} + \frac{P_{кр}v_{кр}}{\eta_{тп}} \right) \frac{1}{\gamma G_T} + \frac{P_{кр}(1 - K_p)v}{\eta_{сэом} \left\{ \frac{1 - a[P_{кр}(1 - K_p) - P_{фсм}]}{G_{см}} \right\}}. \quad (18)$$

Таким чином, для агрегату з незалежними змінними параметрами сільгоспмашин і систем їх приводу $P_{кр}$, $G_{см}$, A , $\eta_{тп}$, $\eta_{вп}$ і γ слід визначити залежні параметри G_T , K_p , і K_v , що характеризують оптимальні енергетичні показники агрегату.

Таким чином, для визначення $\eta_{вп}$ и $\eta_{тп}$ отримана система рівнянь (17), розв'язок яких пов'язаний з рядом технічних складнощів. Тому оптимальне поєднання параметрів G_T , K_p і K_v необхідно визначати виходячи з аналізу рівняння

потужнісного балансу. Розрахунки слід провести для двох ґрунтових фонів – стерні, середнього суглинку; оранки, супіски, що злежалася – і двох колісних схем – 4К4 і 4К2.

Підвищення тягових показників і несучої здатності шин тракторів важких тягових класів досягається за рахунок застосування шин широкого профілю. Між вантажопідйомністю G і зовнішнім діаметром шин d при $d = 1\text{--}2$ м прийнято наступні співвідношення: для шин просапних тракторів середньої серії $\mu_G = G/d = 5\text{--}8$, для шин-балонів $\mu_G = 24\text{--}25$ кг/см.

Розрахунки по формулі (8) показують, що при $K_1 = 0,1$ кН/см³ для шин середньої серії $D/d = 1,75$, для шин-балонів $D/d = 1,4$. З урахуванням цього величина $\mu_G = G/D$ для шин середньої серії складає $\mu_G = 2,75\text{--}4,55$, для шин-балонів $\mu_G = 17,2\text{--}17,8$ кг/см.

Співвідношення між зовнішнім діаметром і шириною профілю для шин середньої серії $\mu_{uu} = d/B = 4,7\text{--}6$, для шин-балонів $\mu_{uu} = 2,4\text{--}2,7$, для шин середньої серії $\mu_{uu} = D/B = 8,23\text{--}10,5$, для шин-балонів $\mu_{uu} = 3,36\text{--}3,78$.

Розрахунки показали, що на стерні енергозасіб з системами безступеневого відбору потужності і приводу сільгоспмашин $\eta_{ВП} = 0,5\text{--}0,65$ неконкурентоздатні по критерію мінімуму енерговитрат з працюючими в тяговому режимі агрегатами, у яких на стерні в діапазоні тягових опорів до 100 кН $\eta_T = 0,6\text{--}0,64$. При ККД систем відбору потужності і приводу $\eta_{ВП} = 0,7$ енергетичні показники енергозасобу вище, ніж тягового агрегату з механічною трансмісією трактора: $\eta_T = 0,68\text{--}0,72$.

Системи з розосередженим приводом опорних коліс сільгоспмашин або додаткового ведучого моста особливо ефективні при роботі на полі, підготовленому під посів, і з низькою несучою здатністю. Так, на полі, підготовленому під посів, у енергозасоба з системою розосередженого приводу і $\eta_{ВП} = 0,5$ енергетичні показники вище, ніж у трактора. Тяговий ККД такого агрегату $G_{CM} = 0,52\text{--}0,63$. При $G_{CM} = 8\text{--}10$ т і $P_{кр} = 70$ кН на відборі енергозасіб масою 12 т може реалізувати до 40% потужності.

При $\eta_{ВП} = 0,7$ і $\eta_{ВП} = 0,8$ тяговий ККД досягає відповідно 0,64 і 0,68. На відборі доцільно реалізувати від 20 до 60% потужності при $\eta_{ВП} = 0,7$ і від 40 до 80% при $\eta_{ВП} = 0,8$ ($G_{CM} = 6\text{--}10$ т). Енергозасоби масою 5 т можуть виконувати більшість сільськогосподарських операцій.

Агрегати з енергозасобом масою 5 т на полі, підготовленому під посів, ефективні при $G_{CM} = 100,0$ кН до $P_{кр} = 40$ кН ($\eta_{ВП} = 0,7$) і до $P_{кр} = 50$ кН ($\eta_{ВП} = 0,8$), а енергозасоби масою 12 т – починаючи з $P_{кр} = 40$ кН при $G_{CM} = 2$ т.

Розрахунки показали, що на стерні в агрегаті з енергозасобом 4К2 система розосередженого приводу конкурентоздатна при $\eta_{ВП} = 0,7$. Тяговий ККД енергозасобу коливається в межах 0,63–0,67, тобто приблизно рівний максимальному тяговому ККД трактора 4К4 в тяговому режимі.

У енергозасобу 4К2 на полі, підготовленому під посів, тяговий ККД $\eta_a = 0,58\text{--}0,64$ ($\eta_{ВП} = 0,7$). На відборі доцільно реалізувати від 60 до 80% потужності ($G_{CM} = 6\text{--}10$ т).

Розрахунки підтвердили теоретичну передумову про те, що із зростанням $\eta_{ВП}$ зменшується оптимальний коефіцієнт кінематичної невідповідності K_v : на

стерні при $\eta_{ВП} = 0,5-0,65$ $K_v = 1,135$; при $\eta_{ВП} = 0,8$; $K_v = 1,1$ і при $\eta_{ВП} = 0,95$ $K_v = 1$.

Для передачі крутного моменту на активний привід рушіїв або робочих органів може бути використаний ВВП. Однак, вітчизняні трактори, що мають незалежний і синхронний приводи ВВП, у багатьох випадках не відповідають швидкісним технологічним характеристикам робочих машин. У міру збільшення навантаження поступальна швидкість руху знижується. Звідси витікає, що синхронний привід для даного механізму не придатний, а оптимальне значення швидкості при незалежному приводі робочих органів практично важко визначити і постійно підтримувати у міру зміни технологічних показників оброблюваного матеріалу і умов руху. Для забезпечення якнайкращого завантаження двигуна енергонасиченого трактора при змінних технологічних параметрах необхідно мати багатоступеневий незалежний привід ВВП, а ще краще – безступеневий привід, що забезпечує постійний режим роботи робочих органів при будь-якій швидкості руху агрегату.

Двохпотокова схема передачі енергії, де разом з ланкою «ведучі колеса – грунт» енергія передається через ВВП трактора, минувши найбільш вузьку ланку «ведучі колеса – грунт». Залежно від типу робочого органу співвідношення передаваної потужності в цих силових потоках змінюється в широких межах. Так, наприклад, робота агрегату з фрезерними робочими органами через ВОМ трактора передається до 80...90% потужності.

Для виявлення недоліків існуючих конструкцій передач розглянемо схеми перемикання передач для різних типів трансмісій. Зміну швидкостей обертання валів і передаваного крутного моменту можна представити графічно (рис 1), відповідно, а) на тракторах з механічною КП; б) з використанням синхронізаторів; в) на тракторах з гідромеханічною КП; г) бажаний закон зміни ω і M

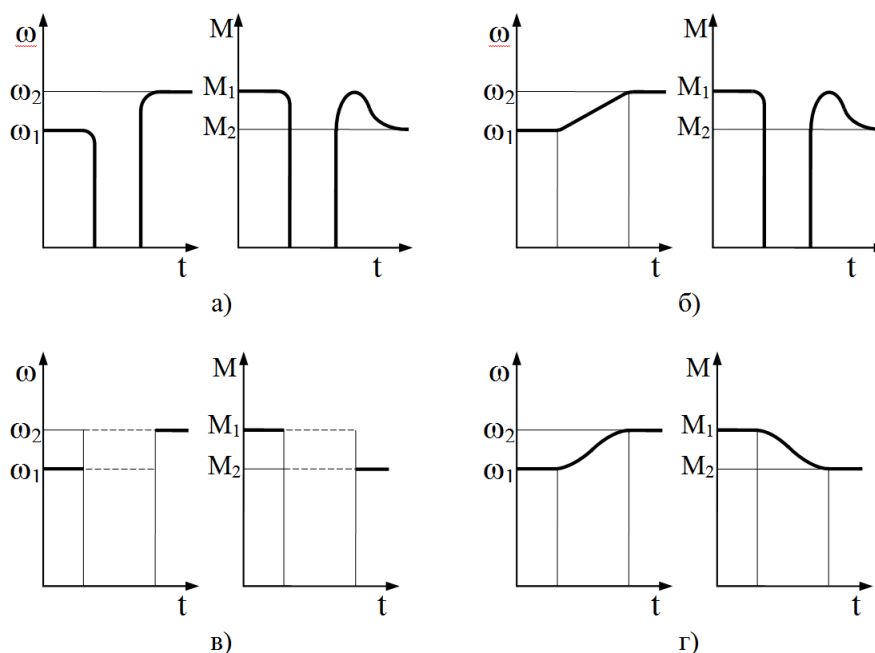


Рис. 1. - Зміна кутових швидкостей і крутного моменту під час перемикання передач при різних способах перемикання

Найбільш прогресивними є коробки передач, що дозволяють змінювати передавальне відношення без розриву потоку потужності, в яких зміни кутових швидкостей і моментів відбувається плавно (рис 1, г).

Найбільш дешевими при виготовленні і простими в обслуговуванні є механічні коробки передач.

Висновки. За результатами розрахунків можна зробити наступні висновки.

1. Застосування двопотокового приводу на ведучі колеса тягача і додатковий ведучий міст або привод ходових систем сільгоспмашин дозволяє істотно зменшити масу МТА, зменшити ущільнення ґрунту, скоротити типаж тягових засобів до трьох тягових класів масою 2, 5 і 12 т.

2. Агрегати з системою розосередженого приводу конкурентоздатні по критерію мінімуму енерговитрат з агрегатами, що працюють в тяговому режимі на стерні, при $\eta_{ВП} = 0,7-0,75$, на полі, підготовленому під посів, – при $\eta_{ВП} = 0,5$.

3. Потужність, яку слід реалізувати для приводу додаткових ведучих коліс, істотно збільшується із зростанням маси $G_{СМ}$ і $\eta_{ВП}$ машин. Для сільгоспмашин масою $G_{СМ} = 4-10$ т при $\eta_{ВП} = 0,7$ на відборі слід реалізувати до 60%, для сільгоспмашин масою до 4 т – до 30% потужності.

4. Передачу крутного моменту на додатковий ведучий міст або привод ходових систем сільгоспмашин слід забезпечити через безступеневу трансмісію з автоматичним кетуванням.

Список використаних джерел

1. Ксенович И.П., Кутьков Г.М. Технологические основы и техническая концепция трактора второго поколения // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1982, №2.
2. Кутьков Г.М., Ксенович И.П. Блочно-модульные МТА // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, №1.
3. Кутьков Г.М. Технологические основы и тяговая динамика мобильных энергетических средств: Учебное пособие // Минсельхозпрод России; Гл. упр. высш. учебн. завед.; МИИСП им В.П.Горькина.-М., 1992.-154 с.
4. Ксенович И.П. Выбор концепции создания энергетических средств и модульное их конструирование // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1991, №2.
5. Погорелый Л.В. Сельскохозяйственная техника и технологии будущего. – К.: Урожай, 1988.-176 с.
6. Юдкин В.В. Оптимизация скорости движения и ширины захвата почвообрабатывающих агрегатов//Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1988, N4.
7. Панов И.М. Современное состояние и пути развития техники для новых технологий возделывания сельскохозяйственных культур // Итоги науки и техники ВИНТИ; Серия "Тракторы и с.-х. машины и орудия", 1990, №5.
8. Колчин С.Н. К вопросу о модульном построении широкозахватных сельскохозяйственных агрегатов // Агрегатирование с.-х. техники. – Труды ВИСХОМ. М.,1989.

9. Хвостов В.А., Селиванов СЕ. Модульное построение машин для фермерских хозяйств // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, №10.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЛОЧНО-МОДУЛЬНЫХ ТЯГОВО-ПРИВОДНЫХ АГРЕГАТОВ

Макаренко Н., Макаренко А., Григораш Е.

Обосновывается использование тягово-приводных комбинированных агрегатов. Рассмотрены вопросы по рациональному соотношению между массами тягового средства и сельхозмашин для систем рассредоточенного привода из позиций энергетического критерия.

Abstract

INCREASE OF HAULING INDEXES OF BLOCK-MODULE HAULING-DRIVE AGGREGATES

N. Makarenko, A. Makarenko, E. Grigorash

The use of the hauling-drive combined aggregates is grounded. Questions on rational correlation between the masses of hauling mean and agricultural machines for the systems of the dispersed drive from positions of power criterion are considered.

УДК 631.31

ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАКТОРІВ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ ЇХ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ

Макаренко М.Г., доц., Макаренко О.М., інж., Григораш О. Г., магістр

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Наведені пропозиції по методиці визначення граничних параметрів технічного стану тракторів при експлуатації для прогнозування їх залишкового ресурсу. Аналізується вплив управління якістю та об'ємом обслуговуючих дій для тракторів, які мають значний термін експлуатації, з метою підвищення їх функціональної стабільності.

Вступ. Під впливом навантажень і зовнішнього середовища машини зношуються і старіють. Важливим напрямком ефективного використання тракторів, що мають значний термін експлуатації, є дослідження проблеми зношування і старіння машин, які забезпечують підвищення надійності і ефективності роботи техніки, її функціональної стабільності. Управління технічним станом тракторів шляхом прогнозування залишкового ресурсу та забезпечення необхідного рівня обслуговуючих дій дозволить істотно

підвищити їх виробничу ефективність і продовжити термін служби.

Аналіз публікацій. Сучасний рівень знань дозволяє з достатньою вірогідністю визначити характер зносу і прогнозувати довговічність деталей та вузлів до настання їх граничного стану і руйнування. Однак, по показниках зносу і руйнування окремих або навіть усіх елементів неможливо оцінити знос трактора в цілому [1, 6], оскільки метод дослідження зносу і старіння трактора як єдиного цілого на основі дослідження зовнішніх і внутрішніх змін деталей і інші відомі в машинознавстві методи не дозволяють цього зробити.

Зниження продуктивності старіючих машин — це прямий наслідок зростання кількості і складності відмов, збільшення часу простоїв, пов'язаних з технічним обслуговуванням і ремонтами. Із зменшенням коефіцієнта готовності і погіршенням структури робочого часу зміни скорочується число відпрацьованих машино-днів і знижується змінна продуктивність, а отже, і річне напрацювання [5, 7].

Ігнорування дійсної працездатності і реальних можливостей завантаження парку машин приводить і до істотних прорахунків при визначенні потреби в техніці [3].

Є і інші задачі, при вирішенні яких слід враховувати закономірності зміни продуктивності старіючих машин. До них, зокрема, відноситься знаходження оптимальних термінів експлуатації машин по граничних станах.

Зараз вивчена зміна річного напрацювання залежно від тривалості використання тракторів [2, 4], розроблені поправочні коефіцієнти для планування їх завантаження залежно від віку [3]. Проте в цих дослідженнях допущені спрощення, що знижують практичну цінність отриманих результатів. Зменшення продуктивності машин із збільшенням їх віку розглядається як необоротний фатальний процес, як однозначна, безперервна, монотонно функція часу, яка убуває. Тим часом процес старіння машин у принципі керований. Залежно від змісту профілактичних і ремонтних робіт цей процес можна загальмувати або навпаки прискорити. Особливо суттєво на зменшення ресурсу впливає своєчасність та якість технічного обслуговування і капітального ремонту [5]. За інших рівних умов від якості капітального ремонту безпосередньо залежать експлуатаційні характеристики машин в післяремонтному циклі. Крім того на річне напрацювання тракторів, окрім старіння, впливають і інші фактори, що змінюються в часі: навантаження, кваліфікація обслуговуючого персоналу, організаційно-технічний рівень експлуатації, якість обслуговування і ремонту і т.д.

Мета і постановка завдання. Метою роботи є дослідження проблеми підвищення надійності та функціональної стабільності роботи тракторів визначенням граничних параметрів їх експлуатації. Дослідження напрямків та визначення методів визначення залишкового ресурсу та граничного стану експлуатації тракторів заходів, щодо підтримання функціональної стабільності експлуатаційних показників тракторів, що мають значний термін використання.

Вирішення завдання. Різноманіття умов експлуатації і різноплановість застосування тракторів істотно знижують надійність і ефективність їх роботи, що приводить до збитків виробництва. Однією з основних причин цього є

відсутність системного підходу до управління якістю технічної експлуатації машинно-тракторного парку.

Підтримка машин в стані постійної готовності до роботи, особливо в умовах недостатньої технічної оснащеності, значною мірою визначає успіх виробничої діяльності сільськогосподарського підприємства будь-якої форми власності. Разом з тим, практика функціонування сільськогосподарських підприємств в останні 12-15 років свідчить про кризову ситуацію в питаннях технічної готовності машин до проведення польових механізованих робіт у встановлені агротехнічною наукою терміни.

Аналіз показав, що зниження і втрата працездатності тракторів із збільшенням терміну служби часто є наслідком не тільки природного зносу деталей а і порушенням регулювань у вузлах і механізмах. Своєчасне усунення відхилення параметрів від норми та прогнозування надійності дозволяє підвищити рівень працездатності і зробити помітний вплив на збільшення річного напрацювання тракторів. Виконання спрогнозованих заходів дає можливість і на далі ефективно використовувати трактори, що мають значний термін експлуатації.

Управляючи процесом забезпечення функціональної стабільності шляхом визначення граничних параметрів та своєчасної постановки на технічне обслуговування і якістю проведення обслуговуючих дій, можна підтримувати більш високий рівень працездатності машин, тобто управляти їх технічним станом з метою підвищення виробничої ефективності і значного продовження економічно доцільного терміну служби. Крім того, повнооб'ємне і якісне технічне обслуговування значно знижує вплив терміну служби (віку) машин на ресурс їх безвідмовної роботи. Це є передумовою до збільшення терміну служби машин до 15...20 років при допустимих витратах на їх утримання і до значного зниження дефіциту машин. При такій постановці питання сільськогосподарські підприємства зможуть поступово і більш доцільно обновляти свій машинно-тракторний парк.

Можливість вибору оптимальних витрат праці, матеріалів і часу при експлуатації трактора визначається сукупністю властивостей його конструкції, тобто експлуатаційною технологічністю. Тому формування якості технічної експлуатації трактора доцільно здійснювати з моменту розробки вимог до його експлуатаційної технологічності, оскільки залежно від її ступеня вводяться ті або інші організаційні форми (методи і засоби) їх технічної експлуатації. Чим вище рівень експлуатаційної технологічності тракторів, тим ефективніші роботи по організації їх технічної експлуатації, тобто формування технічної експлуатації повинно знаходитись в тісному зв'язку з формуванням експлуатаційно-технологічних вимог, що реалізуються у споживача.

Відомо, що для результативного та ефективного функціонування системи потрібно визначити численні взаємопов'язані види діяльності і управляти ними. Діяльність, у якій використовують ресурси і якою можна управляти для того, щоб перетворювати входи на виходи, можна вважати процесом. Державний стандарт сприяє прийняттю процесного підходу в розробленні, впровадженні та поліпшенні результативності та ефективності системи управління якістю для

підвищення рівня реалізації вимог зацікавлених сторін.

Важливим моментом в підтримці необхідної якості технічної експлуатації є управління цим процесом, під яким слід розуміти дії, здійснювані при організації і виконанні складових технічної експлуатації з метою встановлення, забезпечення і підтримки необхідного рівня її якості та недопущення дострокового досягнення граничних параметрів. Таким чином система управління якістю експлуатаційної технологічності тракторів є сукупністю управляючих органів і об'єктів управління, що взаємодіють за допомогою матеріально-технічних і інформаційних засобів при управлінні якістю виконуваного процесу.

При визначенні економічної ефективності від забезпечення функціональної стабільності та підвищення надійності машин не можна не враховувати закономірностей їх фізичного зносу, що виражаються в зміні продуктивності і експлуатаційних витрат протягом терміну служби. Трудність аналізу динаміки результатів і витрат викликана тим, що на цей процес впливає безліч чинників. Кожна машина зноситься по-своєму, і, щоб встановити закономірності, необхідно на основі отриманих експериментальних даних виконати аналітичну роботу по прогнозуванню досягнення граничних параметрів.

При проведенні досліджень проаналізований стан технічної бази в АПК та перспективи використання уживаних тракторів, що мають значний термін роботи; виконаний аналіз причин порушення функціональної стабільності роботи тракторів та передчасного виходу їх з ладу, проведений аналіз впливу відхилень від правил експлуатації і технічного обслуговування (ТО) на період досягнення граничних параметрів тракторів; визначавсь оптимальний ресурс та були прогнозовані напрямки підвищення функціональної стабільності тракторів вдосконаленням системи якості їх експлуатаційної технологічності.

В якості основних критеріїв при оцінці нових рішень, що використовуються при визначенні граничних параметрів та забезпеченні експлуатаційної стабільності тракторів перш за все слід розглядати продуктивність агрегатів, енерговитрати і затрати праці в розрахунку на одиницю виробленої продукції. За рахунок виконання комплексу керованих дій з'являється можливість підтримувати більш високий рівень працездатності тракторів, що мають значний термін використання, тобто управляти їх технічним станом з метою підвищення виробничої ефективності і значного продовження економічно доцільного терміну служби.

Таким чином з'являється можливість прогнозувати надійність тракторів, що мають значний термін роботи, та керувати їх функціональною стабільністю для забезпечення якісного виконання технологічних процесів. Крім того визначені напрями для управління технічним станом тракторів (шляхом здійснення і підвищення рівня обслуговуючих дій), що дозволить істотно підвищити їх виробничу ефективність і продовжити термін служби.

Перелік параметрів для прогнозування залишкового ресурсу при експлуатації повинен включати такі параметри, граничне значення яких є, ознакою (критерієм) граничного стану агрегату в цілому.

Відхилення параметра і допустимий залишковий ресурс складової частини визначається на підставі показників ресурсу, напрацювання до моменту діагностики або дефектації, показників функції зміни параметра технічного стану і економічних характеристик технічного обслуговування і ремонту. Порядок і методи оцінки вказаних статистичних характеристик встановлюють в галузевій нормативно-технічній документації.

Як показники ресурсу і напрацювання складової частини слід приймати: середній ресурс по параметру; коефіцієнт варіації ресурсу; напрацювання складової частини від початку її експлуатації або від відновлення експлуатації після ремонту до моменту контролю і до моменту відновлення номінального або близького до нього значення параметра; міжконтрольне напрацювання, тобто напрацювання між однойменними видами технічного обслуговування або ремонту; коефіцієнт варіації міжконтрольного напрацювання.

Як показники зміни параметра стану слід приймати: номінальне значення параметра; граничне значення параметра; коефіцієнт варіації граничного значення параметра; показник зміни параметра за період прироблення; вимірне значення параметра при напрацюванні; відхилення параметра при напрацюванні; граничне відхилення параметра; характеристики апроксимуючої функції математичного очікування процесу зміни параметра, наприклад показник ступеня ступеневої функції; середнє квадратичне відхилення фактичної зміни параметра від апроксимуючої функції, нормоване в частках зміряного відхилення параметра; середню квадратичну погрішність вимірювання параметра; вірогідність усунення наслідків відмови в міжконтрольному періоді, що характеризує неспівпадання моменту відмови з моментом відновлення складової частини.

Діагностика або дефектація, при яких порівнюють зміряні значення параметрів технічного стану зі встановленими значеннями, що допускаються, і здійснюють прогнозування залишкового ресурсу складових частин, слід суміщати з черговим технічним обслуговуванням або плановим ремонтом.

Використання методів повинне забезпечувати отримання достовірних рекомендацій по проведенню необхідних ремонтно-обслуговуючих робіт для забезпечення максимальної народногосподарської ефективності експлуатації трактора.

Номенклатура параметрів технічного стану повинна містити: найменування параметра; належність його до параметрів, що описують групові або індивідуальні особливості трактора; спосіб вимірювання параметра; характеристику погрішності його вимірювання.

Область застосування методу повинна включати: кількісні обмеження статистичних і (або) фізичних властивостей процесів зміни параметрів технічного стану, по яких слід визначати допустиме відхилення і залишковий ресурс; вимоги до точності і достовірності засобів діагностики і дефектації, що використовуються для оцінки параметрів технічного стану трактора; обмеження на умови подальшої експлуатації трактора, при яких буде забезпечена встановлена ефективність методу.

Ефективність методу повинна оцінюватися: питомими витратами на його

реалізацію; ефектом від призначення ремонтно-обслуговуючих робіт по значенню параметра або залишковому ресурсу трактора порівняно з іншими методами; достовірністю схвалюваного рішення. При порівнянні методів слід враховувати вказані показники і рекомендувати до використання оптимальний.

Методи визначення відхилення параметра і прогнозування залишкового ресурсу складових частин, що допускається, повинні забезпечувати задані ефективність, точність і достовірність за умови дотримання вимог до експлуатації трактора, наданих у відповідній нормативно-технічній документації.

Відхилення параметра і прогнозований допустимий залишковий ресурс повинні забезпечувати ефективність або точність і достовірність не нижче, ніж при їх встановленні за допомогою рекомендованих методів.

Методи визначення допустимого відхилення параметра повинні містити процедуру їх застосування з урахуванням різних характеристик і ознак.

Такими характеристиками і ознаками можуть бути: діапазони значень що використовуються в методі визначення показників; критерії оцінки наслідків відмови:

- взаємозв'язки складових частин в складальній одиниці (залежний або незалежний доступ для контролю і ремонту, заміни);
- види витрат при відхиленні параметра технічного стану від номінального значення;
- характер відмови (поступовий, раптовий з предвідмовним станом) ;
- характер контролю (періодичний, безперервний);
- вид ремонтно-обслуговуючої дії, стосовно якої встановлюється допустиме відхилення параметра (технічне обслуговування, не знеособлений або знеособлений ремонт);
- кількість однотипних дій за термін служби трактора, складальної одиниці.

Оптимальне відхилення параметра, що допускається, з умови забезпечення мінімальних сумарних питомих витрат, пов'язаних з усуненням наслідків відмов і попереджувальними операціями технічного обслуговування (ТО) і ремонту, встановлюють для параметрів складових частин, відмова по яких призводить тільки до економічних втрат. При зниженні безпеки роботи при відмові встановлюють умови забезпечення максимальної вірогідності безвідмовної роботи при мінімальних сумарних питомих витратах.

Відхилення параметра незалежних по доступу для контролю і ремонту складових частин, що допускається, слід визначати при заданому міжконтрольному напрацюванні з умови їх індивідуального обслуговування або ремонту. Відхилення параметра для складових частин із залежним допустимим доступом слід визначати з урахуванням поєднання операцій (підготовки, очищення, розбирання, складки, регулювання, обкатки в ін.) при груповому обслуговуванні або ремонті.

Відхилення параметра, що допускається, для ТО і незнеособленого ремонту слід визначати з умови відсутності перекомплектування і додаткового придбання робочих поверхонь деталей. При знеособленому ремонті вказані умови враховують.

Допустиме відхилення параметра стосовно ремонтно-обслуговуючої дії, яку проводять один раз за термін служби трактора, слід визначати з умови запобігання всіх поступових відмов від моменту дії до списання трактора.

Допустиме відхилення параметрів складових частин, ресурс яких перевищує сумарне напрацювання трактора чи агрегату за термін служби, слід визначати з урахуванням цього напрацювання.

Економічно доцільний граничний залишковий ресурс слід визначати при вирішенні питання про можливість використання складової частини до наступного однойменного технічного обслуговування.

Висновки. Проведена робота дозволить визначити граничні параметри тракторів, що мають значний термін експлуатації, та керувати їх функціональною стабільністю для забезпечення якісного виконання технологічних процесів та зменшення собівартості сільськогосподарської продукції.

Система управління якістю експлуатаційної технологічності тракторів та визначення елементів, що використовуються при визначенні граничних параметрів та забезпеченні експлуатаційної стабільності тракторів є сукупністю управляючих органів і об'єктів управління, що взаємодіють за допомогою матеріально-технічних і інформаційних засобів при управлінні якістю виконуваного процесу.

Можливість вибору оптимальних витрат праці, матеріалів і часу при експлуатації трактора визначається сукупністю властивостей його конструкції, тобто експлуатаційною технологічністю, таким чином формування технічної експлуатації повинно знаходитись в тісному зв'язку з формуванням експлуатаційно-технологічних вимог, що реалізуються у споживача.

Визначення граничних параметрів, управління якістю та об'ємом обслуговуючих дій дасть можливість помітно скоротити простої тракторів на усунення відмов, відчутно знизити вплив терміну служби на їх працездатність (технічну готовність), збільшити річне завантаження тракторів та їх річне вироблення.

Список використаних джерел

1. Селиванов А. И. Основы теории старения машин. М., «Машиностроение», 1991.
2. Гаврилов Ф. И. Методы анализа использования сельскохозяйственной техники. М., «Колос», 1991.
3. Халфия М. А. Определение межремонтных сроков службы машин в сельском хозяйстве. М., «Колос», 1989.
4. Топилин Г.Е., Забродский В.М. Работоспособность тракторов. – М.: Колос, 1984. – 303 с.
5. Эксплуатационная технологичность конструкций тракторов / В.С. Михлин, К.И. Диков, Г.Е. Топилин. – М.: Машиностроение, 1982. – 256 с.
6. 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.
7. Эксплуатационная технологичность конструкций тракторов / Под общ. ред. Н.Ф. Чухчина и В.Н. Старикова. – М.: Машиностроение, 1982. – 256 с.

Аннотация

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИХ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА

Макаренко Н., Макаренко А., Григораш Е.

Приведены предложения по методике определения предельных параметров технического состояния тракторов при эксплуатации для прогнозирования их остаточного ресурса. Анализируется влияние управления качеством и объемом обслуживающих действий для тракторов, которые имеют значительный срок эксплуатации, с целью повышения их функциональной стабильности.

Abstract

FRONTIER PARAMETERS TECHNICAL STATE OF TRACTORS AND FORECASTING THEIR RESIDUAL LIFE

N. Makarenko, A. Makarenko, E. Grigorash

Suggestions on the method of determination of maximum parameters of the technical state of tractors during exploitation for prognostication of their remaining resource are resulted. Influencing of quality management and volume of attendant actions for tractors which have the considerable term of exploitation is analysed, with the purpose of rise of their functional stability.

УДК 621.436

ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ЗА РАХУНОК ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ

Сандомирський М.Г., професор, к.т.н.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Запропонований засіб для форсування дизеля на режимах перевантажень при незмінних показниках номінального режиму.

В теперішній час в експлуатації використовують велику кількість тракторів, в яких встановлені дизельні двигуни, оснащені турбокомпресорами, які забезпечують підвищене повітропостачання, за рахунок якого досягається можливість збільшення потужності і продуктивності тракторів.

Збільшене повітропостачання дає змогу забезпечувати ефективно згоряння більшої кількості палива, а разом з цим і температури, що призводить до збільшення тиску газів і потужності. Максимальна потужність досягається на так званому номінальному режимі, величина якого обмежена надійністю роботи двигуна [1]. Тому подальше форсування двигуна за рахунок, наприклад,

подальшого збільшення повітропостачання неможливе без використання засобів, які при цьому забезпечують надійність його роботи. Ці засоби можливо впровадити на підприємствах, які виготовляють двигуни, бо вони потребують суттєвої доробки двигуна. Наприклад, для недопущення перегрівання поршнів двигун обладнують системою охолодження поршнів маслом, яке подають форсунками з головної масляної магістралі, та інші засоби.

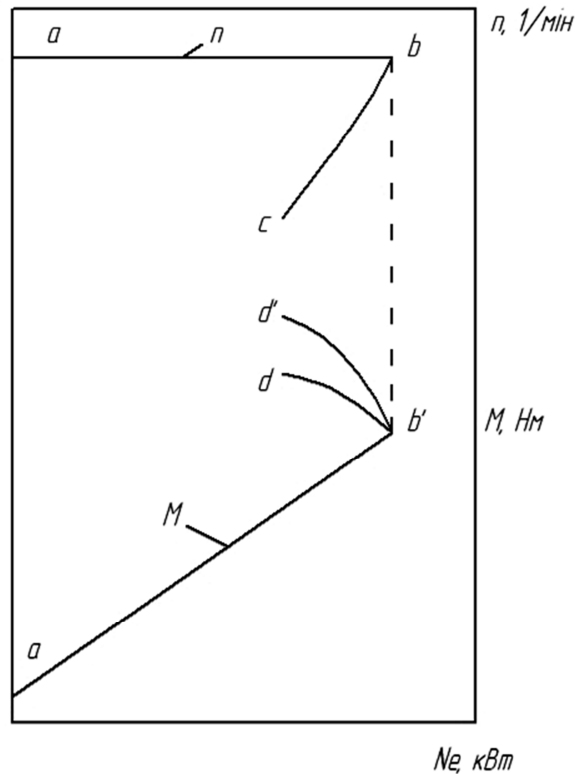


Рис. 1. – Регуляторна характеристика дизеля побудована в функції ефективної потужності

a – холостий хід; b – номінальний режим; bc – частоти на режимах перевантажень; bd – крутні моменти на режимах перевантажень без охолодження наддувочного повітря; bd' – крутні моменти на режимах перевантажень при охолодженні наддувочного повітря

На двигунах, які знаходяться в експлуатації, це зробити неможливо.

Але збільшити продуктивність трактора в цьому випадку можливо за рахунок використання на режимах перевантажень, які виникають, наприклад, на оранці, і супроводжуються зменшенням швидкохідності відносно номінального режиму, коли зростає крутний момент при суттєвому зменшенні кількості обертів на хвилину порівняно з номінальним режимом, а тому не виникає перегрівання двигуна, незважаючи на подолання підвищеного крутного моменту.

Можливе таким чином форсування двигуна по потужності саме на цих режимах без перегрівання двигуна і без потреб його конструктивної доробки.

Для цього можливо на цих режимах збільшення повітропостачання за рахунок охолодження повітря після турбокомпресора, де звичайно, як відомо,

воно нагрівається до 150-1600С, що зменшує його густину $\rho = \frac{P}{RT}$.

Цього зараз досягають встановленням після турбокомпресора охолоджувача повітря, що не потребує доробок в двигунах, які знаходяться в експлуатації. Повітря, що подає турбокомпресор, подають в охолоджувач, який розміщують перед двигуном біля охолоджувача рідини, що добре компонується на тракторі. Далі охолоджене повітря подають в ресивер наддувочного повітря, який є складовою частиною двигуна.

Таким чином охолоджувач повітря повинен підключатись до системи повітропостачання тільки на режимах перевантажень. Для цього слід його включати в магістраль, яка з'єднує вихідний патрубок турбокомпресора з ресивером наддувочного повітря. Регуляторна характеристика двигуна в діапазоні від холостого ходу до номінального режиму, таким чином, залишається незмінною *ав*.

На режимі перевантажень в двигунах звичайного складу відбувається суттєве зменшення швидкохідності (*bc*) та зростання крутного моменту (*bd*), що забезпечує подолання перевантажень.

В разі використання охолоджувача, як бачимо, на режимах перевантажень при зменшенні частоти крутний момент суттєво зростає (*bd'*), що забезпечує підвищення продуктивності на режимах перевантажень (наприклад, на оранці).

Для забезпечення в разі потреби використання охолоджувача його слід включити між вихідним патрубком турбокомпресора та патрубком, з'єднаним з ресивером наддувочного повітря.

Це можливо зробити шляхом встановлення перемикачів, для керування якими можливо застосувати різні засоби, наприклад, електроркеровані клапани.

Список використаних джерел

1. Тракторные дизели. Справочник. Москва. Машиностроение, 1981.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ЗА СЧЕТ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Сандомирский М.

Предложенное средство для форсирования дизеля на режимах перегрузок при неизменных показателях номинального режима.

Abstract

AN INCREASE OF THE PRODUCTIVITY OF TRACTOR DIESEL IS FOR ACCOUNT OF COOLING OF SURPLUS OF AIR

M. Sandomirskiy

Offered means for forcing of diesel on the modes of overloads at the unchanging indexes of the nominal mode.

НАДІЙНІСТЬ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВЗ, ПРАЦЮЮЧИХ НА РІЗНИХ ВИДАХ ПАЛИВА

Кюрчев С.В., к.т.н., доц., Юдовинский В.Б., к.т.н., доц.,
Коломоєць В.А. аспірант

Таврійський державний агротехнологічний університет

Робота присвячена визначенню показників надійності елементів паливної системи ДВЗ і наводиться порівняння надійності елементів паливної системи, що працює на різних видах палив. Визначено закони параметричних відмов, за допомогою яких встановлено середні ресурси. Зіставляючи значення середніх ресурсів була виявлена найбільш слабка ланка, яким є паливний насос високого тиску.

Ключові слова. Паливна системи ДВЗ, біопаливо, надійність, вірогідність безвідмовної роботи, параметрична відмова, напрацювання до відмови.

Постановка проблеми. ДВЗ є основними споживачами палив нафтового походження, геологічні ресурси яких дуже обмежені. На підставі аналізу палив біологічного походження було визначено, що перспективним альтернативним паливом ДВЗ для умов України є паливо, яке отримують шляхом змішування рідких вуглеводневих палив і похідних рапсового масла (РМ) - метилових ефірів ріпакової олії (МЕРО). Однак, елементи паливної системи двигунів по різному реагують на хімічну активність палив, метанолу яких активно реагують не тільки з металами елементів системи, але і з іншими матеріалами.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ефективність використання сільськогосподарської техніки, в першу чергу, залежить від її експлуатаційної надійності. Система технологій і машин передбачає доведення ресурсу основних вузлів і агрегатів машинно-тракторного парку до 10 - 15 тис. годин. Ці вимоги відносяться і до паливної апаратури автотракторних і комбайнових дизельних двигунів. [1,2]

Існує два варіанти процесу сумішоутворення у дизелях, обумовлених формою камери згоряння. У першому варіанті паливо впорскується в попередню камеру (передкамеру), а в другому варіанті уприскування палива здійснюється безпосередньо в камеру згоряння, виконану в поршні. Двигуни, виконані за першим варіантом, називаються дизелями з розділеною камерою згоряння і позначаються IDI (In Direct Injection), а виконані за другим варіантом - дизелями з безпосереднім уприскуванням - DI (Direct Injection). Дизелі з розділеною камерою згоряння м'якше працюють і менше шумлять. Проте, двигуни з безпосереднім уприскуванням все більш широко використовуються на автомобілях, тому що їх паливна економічність приблизно на 20 % вище.

Імовірність безвідмовної роботи паливної системи дизеля являє собою твір ймовірностей складових елементів системи [3]:

$$P_{\text{сmn.}}(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t),$$

де $P_i(t)$ – імовірність безвідмовної роботи елемента паливної системи дизеля.

Мета дослідження. Встановлення показників надійності паливної системи ДВЗ, що працює на різних видах палива.

Основна частина. Систему живлення дизеля, яка забезпечує подачу очищеного дизельного палива до циліндрів, стискає його до високого тиску, подає його у дрібнорозпиленому вигляді у камеру згорання і змішує з гарячим (700-900 °С) від стиснення в циліндрах (3-5 МПа) повітрям так, щоб воно samozапалювалось. Після завершення робочого ходу необхідно очистити циліндри від продуктів згорання.

Основною функцією систем живлення двигунів обох типів є подача точної кількості палива у відповідний циліндр і в точно визначений час. Схема живлення дизеля представлена на рисунку 1.

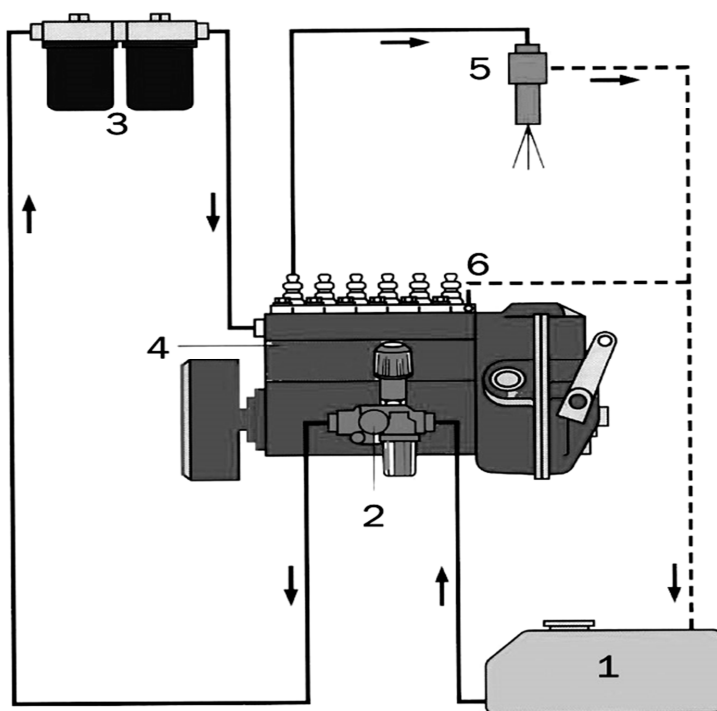


Рис. 1 – Схема системи живлення дизеля:

- 1 – паливний бак;
- 2 – насос, який підкачує;
- 3 – паливний фільтр;
- 4 – паливний насос високого тиску;
- 5 – форсунка;
- 6 – зливна магістраль

Статистичний аналіз напрацювання елементів паливних систем тракторів, що надходять до ремонту, дозволив встановити середні значення наробітку до відмов елементів паливних систем та їх 80 % ресурс, що відповідає нормуючим середнім ресурсів, встановлених ГОСТ 10579-82 (СЄВ 2405-80) [3].

Як елементи паливної системи взяті: паливний бак, насос, що підкачує, паливний фільтр, паливний насос високого тиску, форсунка і паливовопроводи.

Відмови цих елементів статистично незалежні. Результати розрахунків часу t_n , протягом якого ймовірність виходу параметра за фіксовані межі допуску буде не більше $P_t \leq 0,5$ (визначення середнього ресурсу $R(t)$) (таблиця

2.1), дозволили виявити дуже істотну негативну тенденцію, суть якої полягає у тому, що різні елементи цього агрегату істотно відрізняються ресурсами. Наприклад, середні ресурси елементів паливної системи дизельного двигуна, що працює на ДП складають: ПНВТ - 12190 мото-годин.; насос, що підкачує - 12200 мото-годин.; паливні фільтри - 12800 мото-годин.; форсунки - 16400 мото-годин; паливний бак - 52000 мото-годин; трубопроводи - 58000 мото-годин. При роботі на МЕРО ресурси нижче. Причому, тут наочно виявляється "слабка ланка", яким є паливний насос високого тиску і насос, що підкачує.

Таблиця 1 - Фактичні ресурси елементів ТНВД працюють на різних видах палива

Найменування елементів паливного насосу	Фактичний ресурс при роботі на різних видах палива, мото-годин				Нормований серед. ресурс, мото-годин
	80%		середній		
	ДП	МЭРМ	ДП	МЭРМ	
Паливний бак	41600	29600	52000	37000	5000-60000
Насос, що підкачує	1536	10800	12200	9300	12000-14000
Паливний фільтр	12240	7280	12800	9100	12000-18000
Паливний насос високого тиску	9760	6925	12190	7865	10000-12000
Форсунка	13120	9320	16400	11640	12000-18000
Трубопроводи	46400	32960	58000	41200	50000-60000

Розподіл середніх ресурсів елементів паливної системи двигуна, що працює на різних видах палива, представлені на рисунку 2.

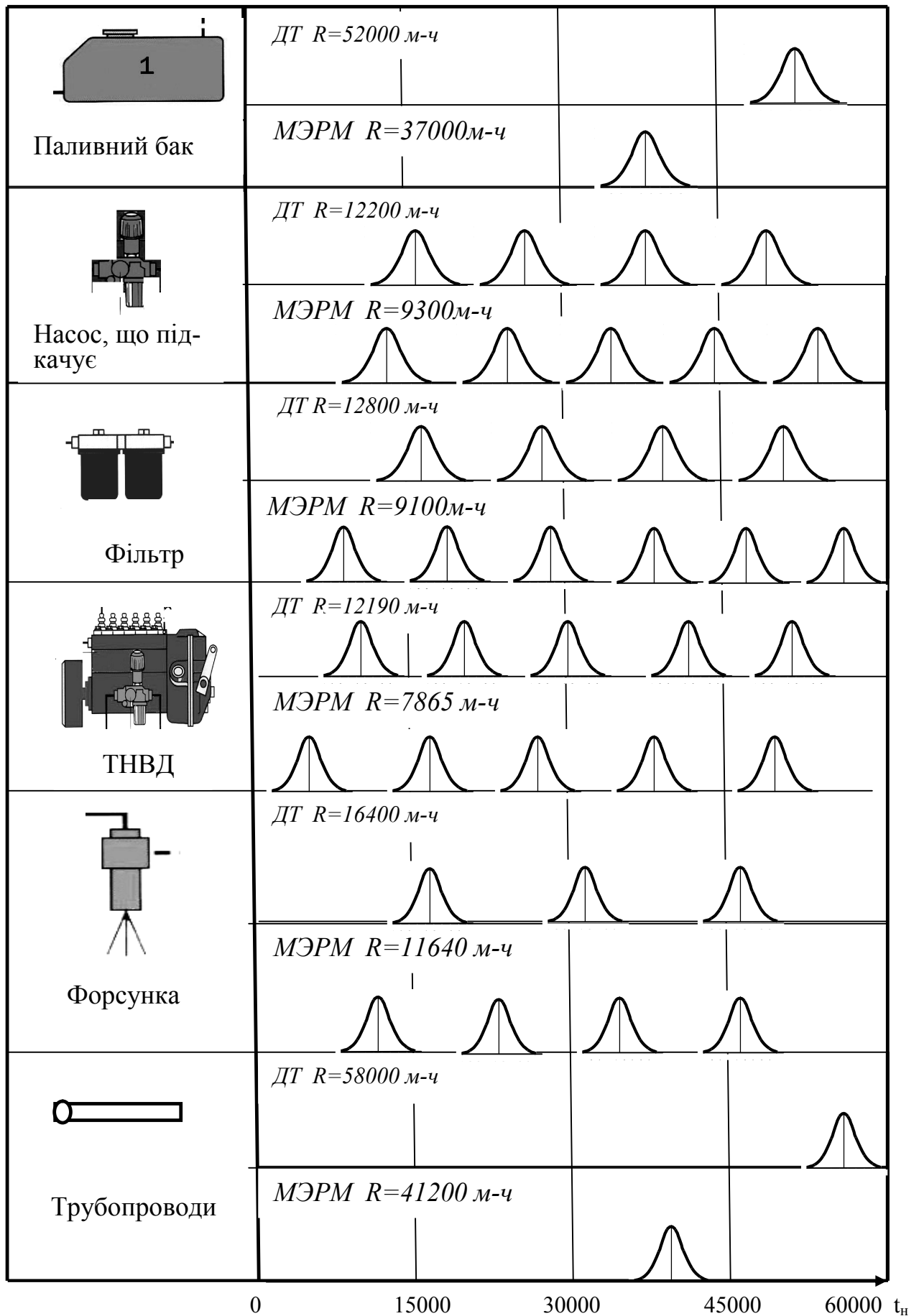


Рис. 2. – Розподіл на відмову елементів паливної системи ДВЗ, працюючих на різних видах палива

Імовірність безвідмовної роботи елементів паливної системи дизельного двигуна, що працює на ДП, представлена на рисунку 3.

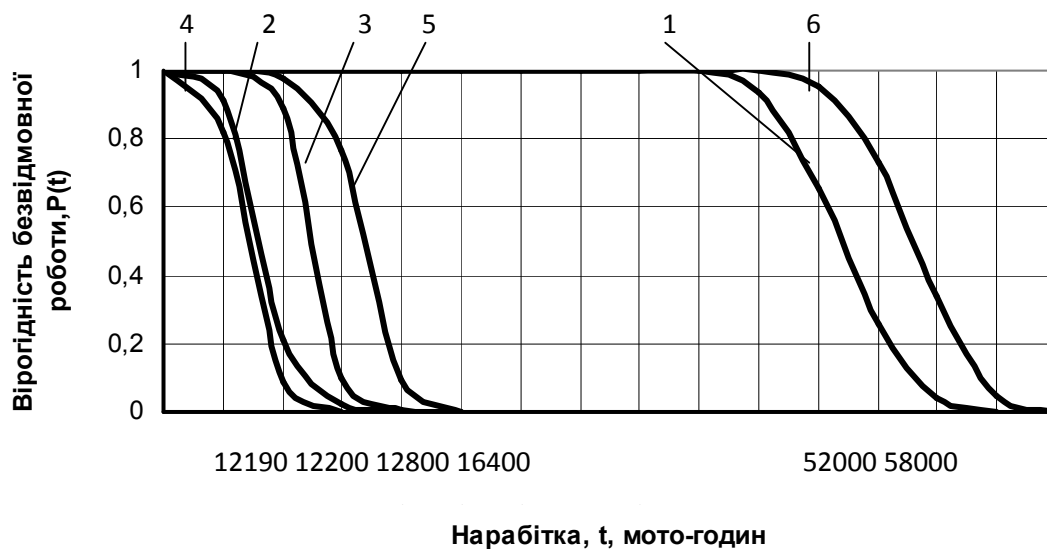


Рис. 3. - Імовірність безвідмовної роботи елементів паливної системи дизельного двигуна, що працює на ДП: 1-паливний бак; 2 - насос, що підкачує; 3-фільтр; 4 - ТНВД; 5-форсунка; 6-трубопроводи

Як видно з рисунка 3, найменш надійним елементів паливної системи дизельного двигуна є паливний насос високого тиску і насос, що підкачує. Імовірність безвідмовної роботи елементів паливної системи дизельного двигуна, що працює на МЕРО, представлена на рисунку 4

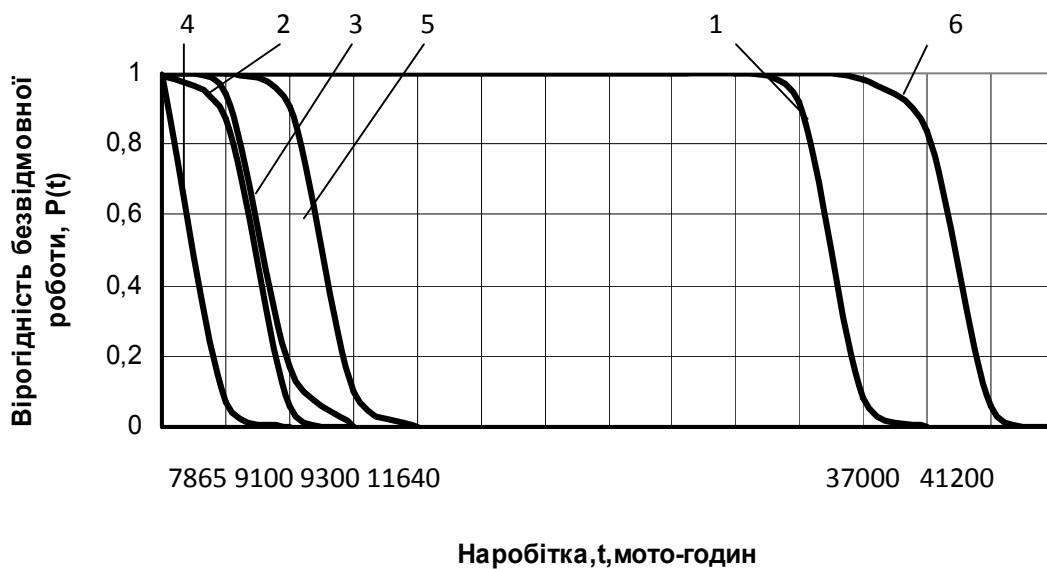


Рис. 4 - Імовірність безвідмовної роботи елементів паливної системи дизельного двигуна, що працює на МЕРО: 1-паливний бак; 2 - насос, що підкачує; 3-фільтр; 4 - ТНВД; 5-форсунка; 6-трубопроводи.

Загальне падіння ресурсу паливної системи можна пояснити впливом метанолу біопалива на матеріали елементів паливної системи, приводячи до руйнування поверхонь і збільшення зносів пар тертя.

Середній ресурс паливної системи дизельного двигуна, що працює на ДП,

представлений на рисунку 5.

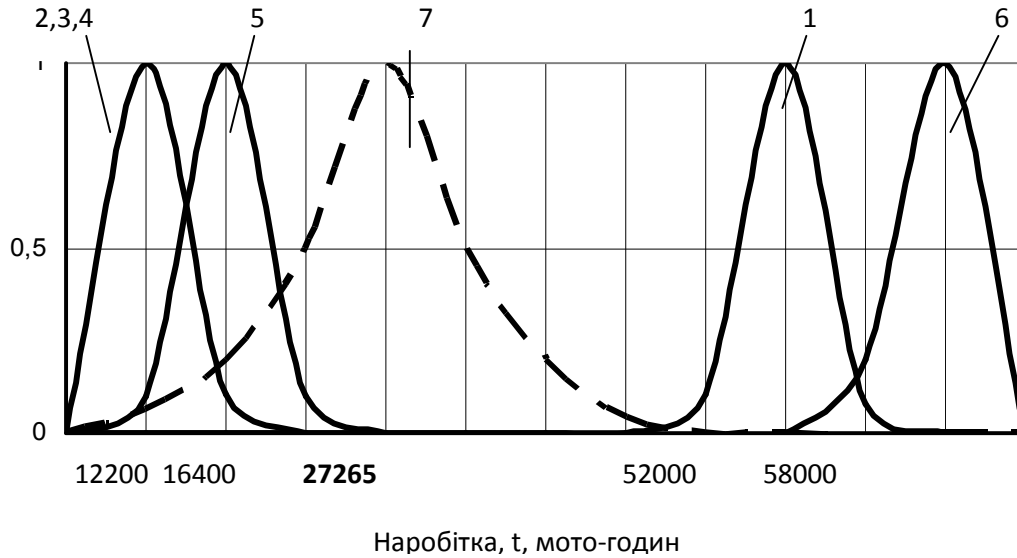


Рис. 5 – Середній ресурс 7 паливної системи дизельного двигуна, що працює на ДП: 1 - ресурс паливного бака, 2 - ресурс насоса, що підкачує, 3 - ресурс фільтра, 4 - ресурс ТНВД, 5 - ресурс форсунок, 6 - ресурс трубопроводів.

Середній ресурс паливної системи дизельного двигуна, що працює на МЕРО, представлений на рисунку 6.

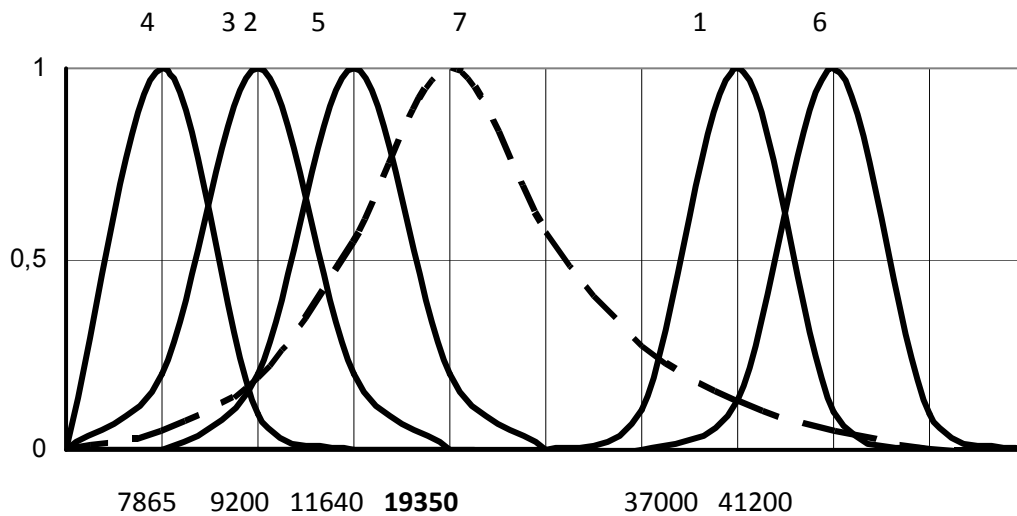


Рис. 6 - Середній ресурс 7 паливної системи дизельного двигуна, що працює на ДП: 1 - ресурс паливного бака, 2 - ресурс насоса, що підкачує, 3 - ресурс фільтра, 4 - ресурс ТНВД, 5 - ресурс форсунок, 6 - ресурс трубопроводів.

Як видно з рисунків 5,6 середній ресурс паливної системи дизеля, що працює на ДП становить 27265 мото - годин, а на МЕРО - 19350 мото - годин, що становить 71 %. В основному, це падіння ресурсу відбувається через низьку стійкість матеріалів плунжерних пар паливних насосів, запірною клапана і форсунок паливного насоса до метанолу біодизельного палива. Імовірність безвідмовної роботи паливних систем дизелів, що працюють на

різних видах палива, представлена на рисунку 7.

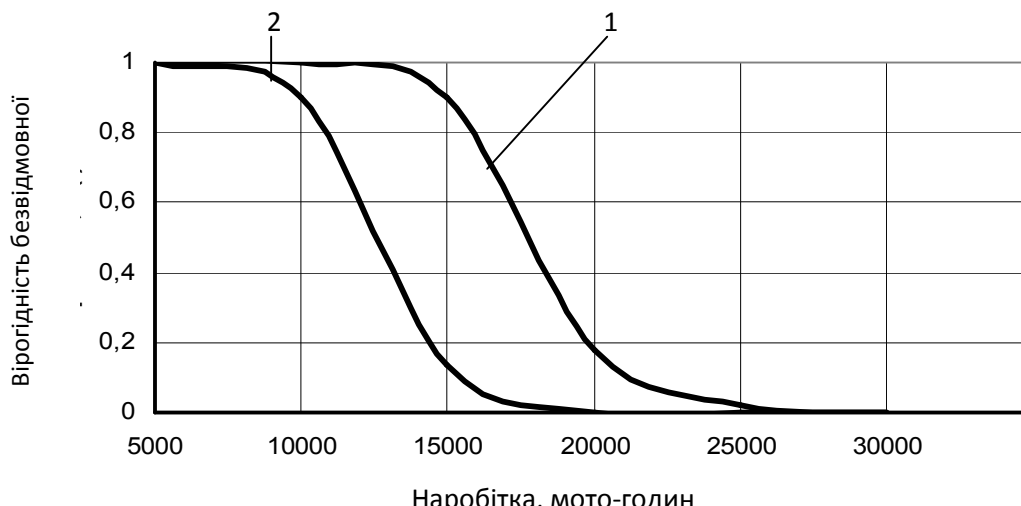


Рис. 7 – Вірогідність безвідмовної роботи паливних систем дизелів, працюючих на 1 - ДТ, 2 - МЭРМ.

Аналіз приведених даних показують, що починаючи з приблизно після 12000 мото-годин роботи на ДП, настає безперервний потік ресурсних відмов. При роботі на біологічному паливі, безперервний потік ресурсних відмов настає після 8000 мото-годин роботи. Це ще й пов'язано з тим, що при відсутності засобів діагностики через відмови одного з елементів, незалежно від групи складності, на практиці потребується виконувати капітальний ремонт усіх елементів паливної системи.

Висновки

1. У результаті проведеного аналізу параметричної надійності елементів паливної системи дизелів, працюючих на різних видах палива, було виявлено «слабка ланка» системи, яким є паливний насос високого тиску, середній ресурс якого становить 12190 мото-годин при роботі на ДП та 7865 мото-годин при роботі на МЭРМ.

2. Зниження загального ресурсу паливної системи ДВЗ, працюючих на біологічному паливі, пояснюється активним впливом метанолі біопалива на матеріали елементів паливної системи.

Список використаних джерел

1. Фанлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей /Б.Н. Фанлейб// - Машино-строение, 1974, - 263 с.
2. Габитов И.И., Грехов Л.В., Неговора А.В. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей. М.: Легион-Автодата, 2008. 248
3. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. -М.:1969.
4. ГОСТ 10579-82. Форсунки дизелей. Общие технические условия

Аннотация

НАДЕЖНОСТЬ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ РАБОТАЮЩИХ НА РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА

Коломоец В., Кюрчев С., Юдовинский В.

Работа посвящена определению показателей надежности элементов топливной системы ДВС и производится сравнение надежности элементов топливной системы, которая работает на различных видах топлива. Определены законы параметрических отказов, с помощью которых установлены средние ресурсы. Сопоставляя значения средних ресурсов было выявлено наиболее слабое звено, которым есть топливный насос высокого давления.

Abstract

RELIABILITY OF FUEL SYSTEM CE, WORKING ON DIFFERENT TYPES OF FUEL

V.Kolomoetz, S. Kurtchev, V.Yudovynsky,

Work is sacred to determination of reliability of elements of the fuel system indexes ДВС and comparison over of надежностей elements of the fuel system, working on the different types of fuels is brought. The laws of self-reactance refuses, which middle resources are set by means of, are certain. Comparing the values of middle resources were the most weak link which a petrolift is high-pressure is educed.

Keywords - Fuel systems CE, biopropellant, reliability, probability of faultless work, self-reactance refuse, work completely.

УДК 631.372

ВИТРАТИ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДАХ

Шушляпін С.В., к.т.н., доц., Шевченко І.О., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Проведений аналіз витрат робочої рідини в об'ємних гідроприводах, що дозволяє обґрунтувати вибір способу реєстрації витрат робочої рідини.

Сучасні об'ємні гідроприводи мають складну мережу відведених комунікацій, у склад яких входять насоси, різні гідроапарати для забезпечення фільтрації, охолодження, повітровідведення і ін. При втраті герметизації гідравлічної системи призводить до значним витратам робочої рідини. Кожний аварійний розрив шланга або руйнування металевих трубопроводів викликають практично повну втрату робочої рідини, що особливо відчутно при експлуатації міцних гідравлічних систем з високими робочими тисками і великою об'ємною

подачею гідронасосів, для роботи яких використовують ємності підвищеного об'єму.

Гідропривід трактора або сільськогосподарської машини можна умовно представити у вигляді блок-схеми (Рис. 1)

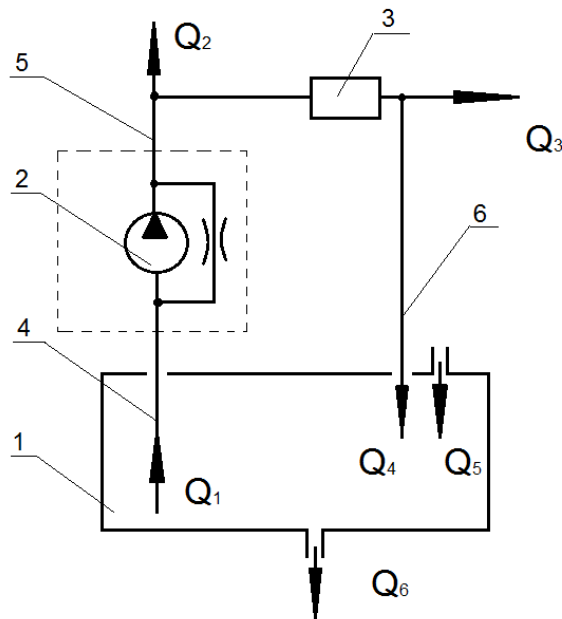


Рис. 1 – Блок-схема об'ємного гідроприводу

Блок-схема об'ємного гідроприводу включає в себе бак 1, насосну установку 2, виконуючий механізм 3, які з'єднані послідовно між собою магістраллю високого тиску 5, зливною магістраллю 6. Робоча рідина потрапляє в насосну установку через забірний патрубок 4.

Якщо прийняти умови, що насосна установка 2 та виконуючий механізм 3 виконують тільки перетворення механічної енергії у потенційну енергію робочої рідини і навпаки, а об'єми їх вхідних та вихідних порожнин входять в об'єми відповідних магістралей (4, 5, 6), то можна виконати аналіз втрат робочої рідини при роботі об'ємного гідроприводу.

Згідно технічних умов експлуатації гідроприводу [1] об'єм робочої рідини, яка знаходиться у гідробаку, вибирається рівним 2÷3 хвилинної продуктивності насоса. У більшості застосованих гідроприводах гідравлічний бак є основною ємністю для робочої рідини. При непрацюючому гідроприводі, зокрема коли відімкнута насосна установка, втрати робочої рідини виникають тільки при руйнуванні корпусу гідробаку та при розгерметизації забірної патрубка. При таких несправностях розрахунок часу витікання рідини визначається за відомими формулами [2, 3, 4], які використовуються при розрахунку параметрів витікання робочої рідини через малі отвори в тонкій стінці та через короткі трубопроводи.

При роботі гідроприводу насосна установка через забірний патрубок 4 відбирає робочу рідину з баку 1 для подачі по магістралі високого тиску 5 до виконуючого механізму 3. Використана рідина через зливну магістраль 6 направляється до гідравлічного баку, де проходить через фільтруючий елемент для подальшого застигання.

Руйнування забірною патрубку призводить до підсосу повітря в потік робочої рідини, який обумовлений утворенням насосом розрідження в забірному патрубку. При несправності та руйнуванні напірної 5 та зливної 6 магістралі непередбачувані витрати робочої рідини з одночасним зниженням рівня робочої рідини в гідробаці 1 до півня розташування забірною отвору в забірному патрубку 4. Швидкість витікання робочої рідини у цьому випадку буде залежати від площі перетин ушкодження та величини перепаду тиску у зруйнованій магістралі відносно до атмосферного тиску.

При аналізі витрат робочої рідини гідроприводів розглядається робота реальної гідравлічної системи, основна відмінність якої від ідеальної гідросистеми полягає у порушенні балансу маси робочої рідини. В ідеальній гідравлічній системі маса робочої рідини постійна у будь-який час, у реальної гідросистеми баланс робочої рідини можна представити у вигляді рівняння:

$$m_0 - \Delta m \leq (t_i) \leq m_0,$$

де m_0 – початкова маса робочої рідини;
 Δm – маса витрат робочої рідини.

Отже можна зробити висновок, що критерієм надійності герметизації гідроприводу або роботи системи захисту робочої рідини від витікання буде являтися мінімум маси витрат робочої рідини.

$$K = \lim_{t \rightarrow \infty} \Delta m \rightarrow 0$$

За умови реальної експлуатації гідроприводів здійснення постійного контролю всієї маси робочої рідини неможливий, тому використовують непрямі методи визначення маси робочої рідини, які ґрунтуються на законах гідромеханіки [2,3]

$$m_c = m_{ж} + m_g = \rho_i \cdot Q_i \cdot \Delta t$$

де m_c – маса всієї робочої рідини;
 $m_{ж}$ – маса робочої рідини;
 m_g – маса повітря робочої рідини;
 ρ_i – щільність робочої рідини у суміші з повітрям;
 Q_i – витрата робочої рідини у суміші з повітрям;
 Δt – інтервал часу спостереження.

Отримане рівняння вказує, що маса робочої рідини у суміші з повітрям, що проходить за деякий інтервал часу через i -тий перетин пропорційна цьому часу, щільності та витраті робочої рідини у вигляді суміші робочої рідини та повітря. При низьких робочих тисках в гідроприводі щільність повітря значно менше щільності робочої рідини, тому виконуючи розрахунки масою повітря

можна знехтувати.

$$m_{жс} \approx \rho_i \cdot Q_i \cdot \Delta t \quad (1)$$

При постійній щільності робочої рідини достатньо контролювати величину її витрати. Об'єм робочої рідини, який проходить через i -тий перетин за інтервал часу Δt буде рівним:

$$V_{жс} = Q_i \cdot \Delta t \quad (2)$$

Для зручності дослідження витоків робочої рідини при експлуатації гідроприводу весь гідропривід можна розділити на дві частини: на гідравлічний бак та зовнішню гідросистему (у подальшому - система). Можна прийняти наступні умовні позначення:

- $m_{жс}$ – маса робочої рідини;
- $m_{жсб}$ – маса робочої рідини у гідробаку;
- $m_{жсс}$ – маса робочої рідини в системі;
- V_i – об'єм робочої рідини;
- v_i – об'єм гідробаку або об'єм системи;
- $T=f_i(t)$ – температура;
- $P=f_p(t)$ – тиск;
- $X=f_x(t)$ – переміщення робочої ланки виконуючого механізму.

За умови, що робоча рідина являється величиною, що не стискується, робоча маса буде складатись з суми маси робочої рідини в гідробаку та маси робочої рідини в системі.

$$m_{жс} = m_{жсб} + m_{жсс} \quad (3)$$

При розгляді ідеальної гідросистеми маса робочої рідини є постійною, тобто швидкість зміни маси робочої рідини рівна нулю, звідси

$$\frac{dm_{жс}}{dt} = \frac{dm_{жсб}}{dt} + \frac{dm_{жсс}}{dt} = 0 \quad (4)$$

При доливанні робочої рідини в гідропривід $\frac{dm_{жс}}{dt} > 0$, а при виникненні витрат $\frac{dm_{жс}}{dt} < 0$.

Швидкість зміни маси робочої рідини в гідробаку можна представити у вигляді:

$$\frac{dm_{жсб}}{dt} = \frac{dm_{жс4}}{dt} - \frac{dm_{жс1}}{dt} - \frac{dm_{жс6}}{dt} + \frac{dm_{жс5}}{dt}; \quad (5)$$

$$\frac{dm_{жс(i)}}{dt} = \rho_{жс} \cdot Q_i, \quad (5.1)$$

де $\rho_{жс}$ – щільність робочої рідини;
 Q_i – витрата робочої рідини на i -м виході.

Швидкість зміни маси робочої рідини системи можна представити у вигляді:

$$\frac{dm_{жс}}{dt} = \rho_{жс} \left[\frac{dV_c(T)}{dt} + \frac{dV_c(x)}{dt} + \frac{dV_c(p)}{dt} \right] - V_c \frac{d[\rho_{жс}(T)]}{dt} \quad (6)$$

де $V_c = V_{cj} + V_c(T) + V_c(p) + V_c(x)$ – об'єм системи;
 V_{co} - об'єм системи при нульових умовах;
 $V_c(T) = V_c \cdot K_{cm} \cdot \Delta T$ - зміна об'єму системи при зміні температури;
 $V_c(p) + V_{co} \cdot K_{cp} \cdot \Delta p$ - зміна об'єму; системи при зміні тиску;
 $V_c(x) = S_{шц} \cdot \Delta x$ - зміна об'єму системи при переміщенні штока гідроциліндра з площею поршня $S_{шц}$ на відстані Δx .

Швидкість зміни маси всієї робочої рідини рівна:

$$\frac{dm_{жс}}{dt} = \frac{dm_{жс2}}{dt} - \frac{dm_{жс3}}{dt} - \frac{dm_{жс6}}{dt} + \frac{dm_{жс5}}{dt} \quad (7)$$

Якщо вирішити рівняння (4,5,6,7) отримаємо:

$$\begin{aligned} & \frac{dm_{жс2}}{dt} + \frac{dm_{жс3}}{dt} - \frac{dm_{жс1}}{dt} - \frac{dm_{жс4}}{dt} - \\ & - \rho_{жс} \left[\frac{dV_c(T)}{dt} + \frac{dV_c(x)}{dt} + \frac{dV_c(p)}{dt} \right] + V_c \frac{d[\rho_{жс}(T)]}{dt} = \\ & = \rho_{жс} (Q_1 - Q_4) - \rho_{жс}(t) \left[\frac{dV_c(T)}{dt} + \frac{dV_c(x)}{dt} + \frac{dV_c(p)}{dt} \right] - V_c \frac{d[\rho_{жс}(T)]}{dt}, \end{aligned} \quad (8)$$

де $\rho_{жс}(T) - \rho_{жс} \cdot K_{pT} \cdot \Delta T$ – зміна щільності робочої рідини при зміні температури Δt .

Для визначення витрат маси робочої рідини через виходи 2 і 3 (рис. 1) необхідно проінтегрувати вираз (8)

$$\begin{aligned} & \Delta m_2 + \Delta m_3 = \\ & = \rho_{жс} \int_{t_0}^{t_1} (Q_1 - Q_4) dt - \int_{t_0}^{t_1} \left\{ \rho_{жс}(T) \left[\frac{dV_c(T)}{dt} + \frac{dV_c(x)}{dt} + \frac{dV_c(p)}{dt} \right] - V_c \frac{d[\rho_{жс}(t)]}{dt} \right\} \cdot dt \end{aligned} \quad (9)$$

Зміну об'єму робочої рідини в баку можна визначити з рівнянь (5, 5.1, 8), тоді отримаємо:

$$\begin{aligned} \rho_{жс} \cdot \frac{dV}{dt} = & \frac{dm_{жс5}}{dt} - \frac{dm_{жс6}}{dt} - \frac{dm_{жс2}}{dt} - \frac{dm_{жс3}}{dt} - \\ & - \rho_{жс}(T) \left[\frac{dV_c(T)}{dt} + \frac{dV_c(x)}{dt} + \frac{dV_c(p)}{dt} + V_c \frac{d[\rho_{жс}(t)]}{dt} \right]. \end{aligned} \quad (10)$$

Після інтеграції цього виразу можна отримати витрати маси робочої рідини через виходи 2,3,5,6 (рис. 1)

$$\begin{aligned} \Delta m_2 + \Delta m_3 + \Delta m_6 - \Delta m_5 = & -\rho_{жс} \int_{t_0}^{t_1} \left(\frac{dV}{dt} \right) dt - \\ & - \int_{t_0}^{t_1} \left\{ \rho_{жс}(T) \left[\frac{dV_c(T)}{dt} + \frac{dV_c(x)}{dt} + \frac{dV_c(p)}{dt} \right] - V_c \frac{d[\rho_{жс}(t)]}{dt} \right\} dt \end{aligned} \quad (11)$$

Зміна рівня робочої рідини в баку гідросистеми

$$\frac{dh_{жс\bar{o}}}{dt} = \frac{1}{S_{\bar{o}o}} \cdot \frac{dV_{жс\bar{o}}}{dt} - \frac{h}{S_{\bar{o}o}} \cdot \frac{dS_{\bar{o}}(T)}{dt}, \quad (12)$$

де: $S_{\bar{o}o}$ – поперечна площа гідравлічного баку при початкових умовах;
 $S_{\bar{o}(T)} = S_{\bar{o}o} \cdot K_{\Delta T}$ – зміна площі гідравлічного баку при зміні температури;

$h_{жс\bar{o}}$ - початковий рівень робочої рідини в баку;

$K_{\Delta T}$ - коефіцієнт пропорційності.

Підставивши отримані вирази у рівнянні (11), отримаємо:

$$\begin{aligned} \Delta m_2 + \Delta m_3 + \Delta m_6 - \Delta m_5 = & -\rho_{жс} \int_{t_0}^{t_1} S \cdot \frac{dh_{жс\bar{o}}}{dt} - \\ & - \int_{t_0}^{t_1} \left\{ \rho_{жс}(T_0) \left[\frac{dV_c(T)}{dt} + \frac{dV_c(p)}{dt} + \frac{dV_c(x)}{dt} \right] - V \frac{d[\rho_{жс}(t)]}{dt} \right\} dt - \\ & - \int_{t_0}^{t_1} \left[h_{жс\bar{o}} \cdot \frac{dS_{\bar{o}}(T)}{dt} \cdot \rho_{жс}(T) \right] dt. \end{aligned} \quad (13)$$

З отриманих залежностей можна скласти рівняння витрат робочої рідини в системі і гідравлічному баку.

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_4 + \frac{dV_c(p)}{dt} + \frac{dV_c(x)}{dt} + \frac{dV_c(T)}{dt} - \frac{dV_{жс}(T)}{dt} \\ Q_5 = Q_1 - Q_4 + \frac{dV_o(T)}{dt} - \frac{dV_{жс}(T)}{dt} + \frac{dV_{уб}(T)}{dt} + Q_6, \end{cases} \quad (14)$$

де $\frac{dV_{жс}(T)}{dt} = V \frac{d[\rho_{жс}(t)]}{dt}$ – температурна зміна об'єму робочої рідини системи;

$V_{\delta(T)} = V_{\delta o} \cdot K_{\delta m} \cdot \Delta T$ – температурні зміни об'єму робочої рідини в гідравлічному баку;

$V_{\delta o}$ - початковий об'єм гідравлічного баку;

$K_{\delta m}$ - коефіцієнт пропорційності.

Після вирішення системи рівнянь (14) отримаємо:

$$\begin{aligned} \Delta m_2 + \Delta m_3 + \Delta m_6 = \rho_{жс} \int_{t_0}^{t_1} Q_5 dt - \\ - \int_{t_0}^{t_1} \left\{ \rho_{жс}(T_0) \left[\frac{dV_c(T)}{dt} + \frac{dV_c(x)}{dt} + \frac{dV_c(p)}{dt} \right] - V_c \frac{d[\rho_{жс}(t)]}{dt} \right\} dt + \\ + \int_{t_0}^{t_1} \left[\frac{dV_{\delta o}(T)}{dt} + \frac{dV_{жс\delta}(x)}{dt} + \frac{dV_{\delta o}(p)}{dt} \right] \cdot \rho_{жс}(t) \cdot dt \end{aligned} \quad (15)$$

З отриманих рівнянь 9,11,13 і 15 випливає, що масові втрати робочої рідини можливо реєструвати за допомогою замірів витрат робочої рідини у всмоктуючій та зливній магістралях, замірів витрат повітря через сапун гідравлічного баку, а також вимірюючи зміни рівня робочої рідини в гідравлічному баку. При виконанні всіх замірів присутні похибки як загальні для всіх варіантів, так і конкретні для кожного методу. Проведення подальшого дослідження дозволяє обґрунтувати вибір способу реєстрації витрат робочої рідини в об'ємних гідроприводах, що в свою чергу дозволить отримати можливість для обґрунтування конструкції систем автоматичного захисту гідроприводів при аварійному руйнуванні з'єднаних трубопроводів.

Список использованных источников

1. Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы [Текст] / М.Т. Башта. – М.: Машиностроение, 1963. - 593с.
2. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. 2-е изд., доп. [Текст] / И.Л. Повх.

- Л.: Машиностроение, 1976, - 504 с.
3. Пашков Н.Н. Гидравлика. Основы гидрологии. Учебник для учащихся энергетических и энергостроительных техникумов. [Текст] / Н.Н. Пашков, Ф.М. Долгачев. - М.: Энергия, 1977. – 408 с.
 4. Сборник задач по гидравлике. Учеб. пособие для вузов / Под общ. ред. В.А. Большакова – 4-е изд., перераб. и доп. - К.: Вища школа. Головное изд-во, 1979. – 336 с.
 5. Егоров А.Е. Исследование устройств и систем автоматики методом планирования эксперимента [Текст] / А.Е. Егоров, Г.Н. Азаров, А.В. Коваль Под ред. В.Г. Воронова. – Х.: Вища школа. Изд-во при Харьковском ун-те, 1986. – 240 с.

Аннотация

ПОТЕРИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДАХ

Шушляпин С., Шевченко І.

Проведен аналіз потерь рабочей жидкости в объемных гидроприводах, что позволяет обосновать выбор способа регистрации потерь рабочей жидкости.

Abstract

LOSS OF FLUID VOLUME IN HYDRAULIC ACTUATORS

S. Shushlyapin, I. Shevchenko

The analysis of working fluid losses in volume hydraulic actuators, which enables us to justify the choice of the method of registration of the working fluid losses.

УДК 629.1-43

СТАБІЛЬНІСТЬ ТА КЕРОВАНІСТЬ ОДНОВІСНОГО ПРИЦЕПУ

**Поляшенко С.О., к.т.н., доц., Єсіпов О.В., к.т.н., доц.,
Алексєєнко К.П., студ.**

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

В статті розглянуто характер коливань одноосного причепа з зазначеними параметрами

Вступ. На тракторах МТЗ може застосовуватися зчіпний пристрій для буксирування причепів з гумовим елементом. Така конструкція зчіпного пристрою дозволяє гаку трактора переміщатися не тільки в поздовжній, але і в горизонтальній і вертикальній площинах. Це призводить до появи у причепа

додаткових ступенів свободи, що може сприяти малим коливанням (вилянню) і галопуванню причепа.

Аналіз публікацій. Грунтуючись на великому експериментальному матеріалі досліджень коливань автомобільних причепів, а також на результатах дослідів з фізичною моделлю причепа, випробуваною на стенді, Я. Х. Закин встановив, що виляння обумовлено наявністю у причепа еластичних шин і поперечного зазору в зчїпному пристрої автомобіля. Крім того, їм показано, що виляння причепа виникає не в результаті дії періодичних збурюючих сил від нерівностей дороги, а є процесом автоколивань. Матеріали цих експериментів дозволили розробити розрахункову схему потягу у складі тягача і одноосного причепа.

Мета і постановка задачі. Завданням дослідження є визначення характеру коливань одноосного причепа з зазначеними параметрами.

Вирішення питання. Для дослідження стійкості руху одноосного причепа з урахуванням поперечної податливості зчїпного пристрою трактора скористаємося розрахунковою схемою, рис. 1.

Тракторний поїзд рухається по рівній горизонтальній поверхні з постійною швидкістю v . Зчїпний пристрій трактора володіє в поперечному напрямку жорсткістю c і опором з коефіцієнтом демпфірування k . На колеса причепа діє бічна сила P_b і сила опору руху $P_f = fG_{пп}$ (тут f - коефіцієнт опору руху; $G_{пп}$ - вага, що доводиться на колеса причепа). Причїп щодо трактора може робити поперечні і кутові коливання.

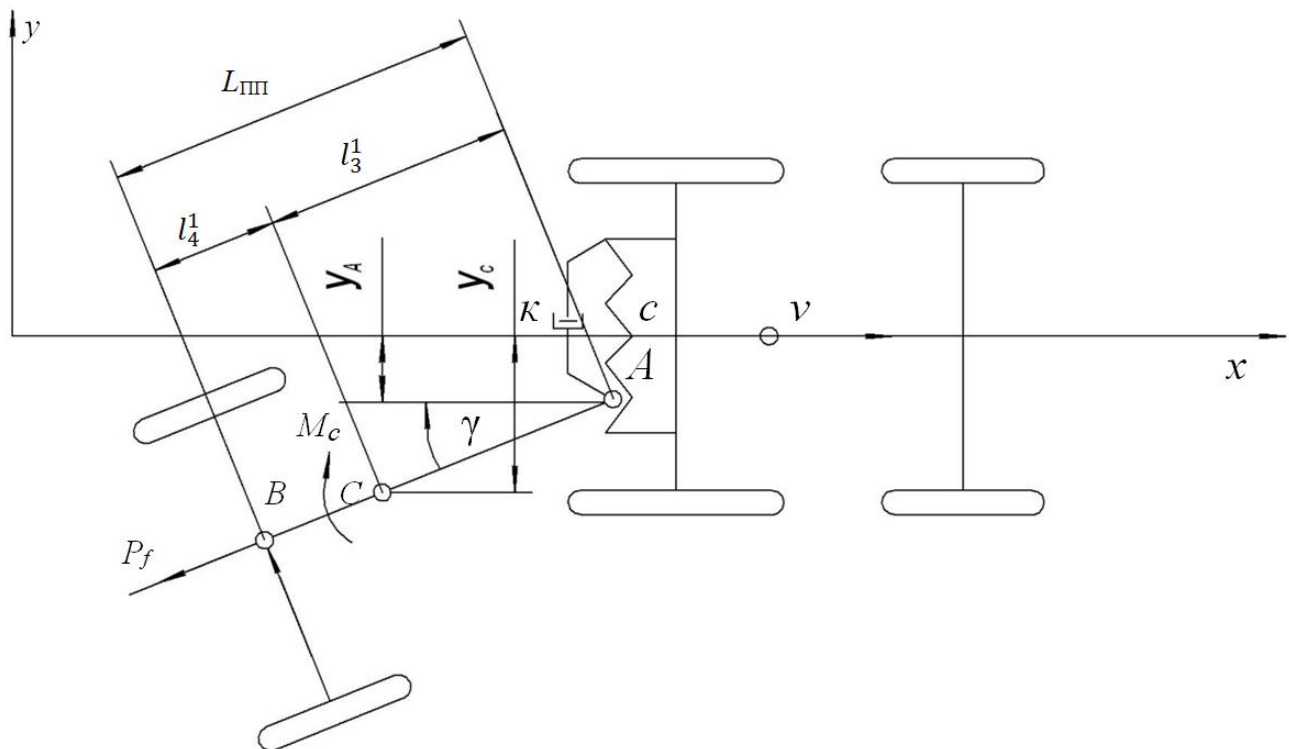


Рис. 1 – Схема для дослідження малих коливань одноосного причепа

Розглядаючи малі кутові коливання (виляння) причепа, можна прийняти, що $\sin \gamma \approx \gamma$, $\cos \gamma = 1$, а приймаючи, що тракторний поїзд рухається по рівній горизонтальній поверхні, тобто відсутні вертикальні поздовжні і поперечні коливання ланок поїзда, можна сили, що діють на колеса причепа в бічному і подовжньому напрямках, замінити сумарною бічною і поздовжньою силами, які прикладені в середині осі причепа.

Диференціальні рівняння руху поїзда будемо складати, використовуючи рівняння Лагранжа другого роду. За узагальнені координати приймемо поперечне переміщення точки зчипки y_A і кутове переміщення поздовжньої осі причепа γ .

Запишемо вирази для визначення складових частин рівнянь Лагранжа:

- кінетичної енергії $T = 0,5 (m_{\text{пп}} \dot{y}_C^2 + J_{\text{пп}} \dot{\gamma}^2)$;

- потенційної енергії $E_p = 0,5 c y_A^2$;

- функції розсіювання $R = 0,5 k y_A^2$;

- узагальненої сили по координаті $y_A Q_{y_A} = P_f \sin \gamma - P_\delta \cos \gamma \approx P_f \gamma - P_\delta$;

- узагальненої сили по координаті $\gamma Q_\gamma = -P_\delta L_{\text{пп}}$

де $m_{\text{пп}}$ — маса навантаженого причепа; $J_{\text{пп}}$ — момент інерції навантаженого причепа щодо вертикальної осі, що проходить через його центр мас; \dot{y}_C — поперечна швидкість зсуву центру мас розколу; $\dot{\gamma}$ — кутова швидкість причепа; $L_{\text{пп}}$ — відстань від точки зчипки до осі причепа.

Знайдемо взаємозв'язок між поперечним зсувом центру мас причепа y_C і узагальненими координатами y_A та γ . З рис. 1 видно, що

$$y_C = y_A + l'_3 \sin \gamma \approx y_A + l'_3 \gamma$$

Диференціюючи цей вираз по часу, отримаємо вираз для поперечної швидкості зсуву центру мас причепа, яка буде визначена через узагальнені швидкості: $\dot{y}_C = \dot{y}_A + l'_3 \dot{\gamma}$.

Підставивши це значення поперечної швидкості зсуву центру мас причепа у вираз для кінетичної енергії системи і взявши відповідні похідні від виразів для кінетичної, потенційної енергій і дисипативної функції, отримаємо систему рівнянь для дослідження малих коливань одноосного причепа

$$\begin{aligned} m_{\text{пп}} (\ddot{y}_A + l'_3 \ddot{\gamma}) &= -c y_A - k y_A - P_\delta + P_f \gamma ; \\ m_{\text{пп}} l'_3 \ddot{y}_A + [m_{\text{пп}} (l'_3)^2 + J_{\text{пп}}] \ddot{\gamma} &= -P_\delta L_{\text{пп}} . \end{aligned} \quad (1)$$

Система рівнянь (1) є невизначеною, так як двум рівнянням відповідають три невідомі: y_A , γ і P_δ . Для виключення третього невідомого - бічної сили, її замінюють виразом $P_\delta = k_y \delta$. Кут відведення осі або колеса визначають через узагальнені швидкості. Для кута відведення середини осі одноосного причепа в роботах отримано вираз

$$\delta = \frac{L_{\text{пп}} \dot{\gamma} + \dot{y}_A}{v} + \gamma . \quad (2)$$

Відзначимо, що отримання виразів для кутів відведення осей або коліс через узагальнені швидкості часто порівняно за витратами часу і труднощів з розробкою рівнянь руху досліджуваної розрахункової моделі. Особливо це відноситься до багатовісним системам, якими є тракторні потяги. Розглянемо вираз (2) докладніше, для чого представимо його у вигляді

$$\dot{y}_A + L_{\text{пп}}\dot{\gamma} + v(\gamma - \delta) = 0. \quad (3)$$

Рівняння являє собою не що інше, як рівняння неголономного зв'язку, отримане за умови відсутності бічного руху осі причепа в напрямку, нормальному до напрямку абсолютної швидкості руху середини осі, і при нехтуванні малими величинами другого порядку.

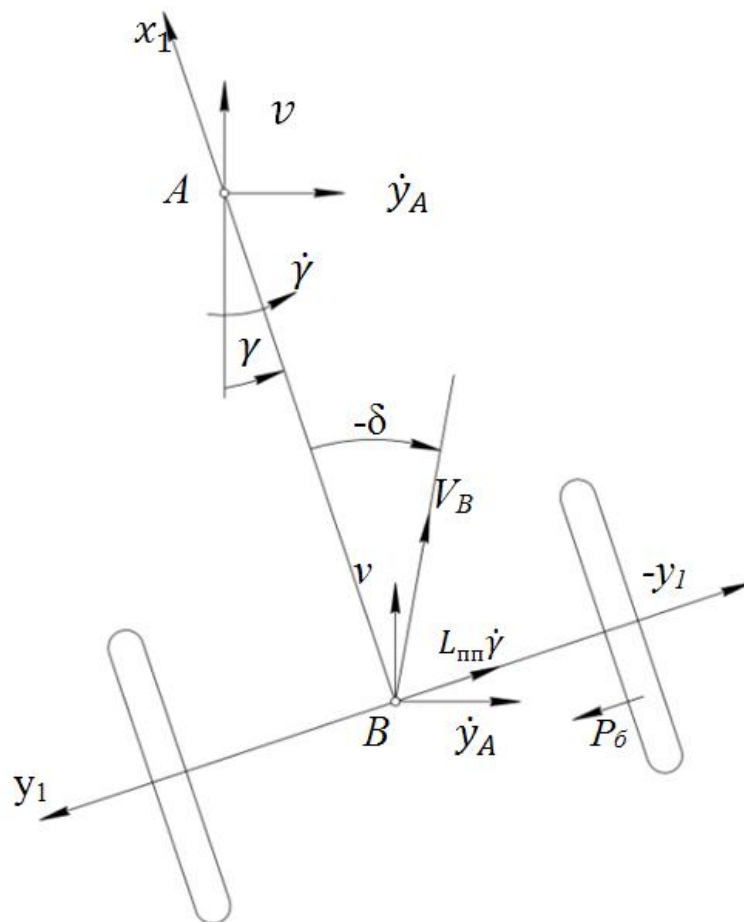


Рис. 2 – Схема для визначення кута відведення осі одноосного причепа через узагальнені швидкості

Кут відведення зазвичай не перевищує 10 ... 12 °; якщо для спрощення викладок і виразів знехтувати їм, то одержимо рівняння неголономних зв'язків з умови відсутності бокового руху в напрямку, нормальному до площини обертання колеса

$$\dot{y}_A + L_{\text{пп}}\dot{\gamma} + v\gamma = 0. \quad (4)$$

Порівнюючи отримане рівняння (4) з виразом (2) , помічаємо , що воно є чисельником виразу (2) , який при прийнятому допущенні завжди дорівнює нулю. Отже, кут відведення і бічна сила при такому допущенні завжди дорівнюють нулю. У результаті в диференціальних рівняннях, що описують рух причепа, а в загальному випадку і тракторного поїзда, зникають члени, відповідні поновлюючим силам. Тому коливання причепа стають неможливими, тобто тракторний поїзд завжди буде рухатися стійко. Зникає і здатність причепа повертатися до прямолінійного руху після обурення.

На рис. 2 зображений причіп і показані швидкості точки B при вилянні причепа і поступальному русі тракторного поїзда. У випадку малих коливань причепа можна прийняти, що швидкість середини його осі в поступальному русі дорівнює швидкості трактора v . При поперечному коливанні точки зчіпки середина осі причепа має додаткову швидкість \dot{y}_A , спрямовану в бік зміщення точки зчіпки нормально поздовжньої осі трактора. При виникненні кутових коливань причепа швидкість точки B стає рівною $L_{пп}\dot{\gamma}$ і спрямована нормально поздовжньої осі причепа в сторону кутової швидкості.

У точці B розташуємо початок допоміжної системи координат $x_1 B y_1$. Вісь абсцис сумісна з поздовжньою віссю причепа (площиною обертання колеса) і направимо до точки зчіпки, вісь ординат уздовж осі обертання коліс причепа (нормально до площини обертання колеса). Спроектуємо складові абсолютної швидкості точки B на осі допоміжної системи координат:

$$\begin{aligned} v_y &= -L_{пп}\dot{\gamma} - \dot{y}_A \cos \gamma - v \sin \gamma \approx -(\dot{y}_A + L_{пп}\dot{\gamma} + v\gamma); \\ v_x &= v \cos \gamma - \dot{y}_A \sin \gamma \approx v - \dot{y}_A\gamma. \end{aligned}$$

Так як в допоміжній системі координат кут відведення осі причепа негативний (спрямований за годинниковою стрілкою), то вираз для його визначення прийме вид

$$-\delta = \frac{v_y}{v_x} = -\frac{\dot{y}_A + L_{пп}\dot{\gamma} + v\gamma}{v - \dot{y}_A\gamma} \quad \text{або} \quad (5)$$

$$\delta = \frac{\dot{y}_A + L_{пп}\dot{\gamma} + v\gamma}{v - \dot{y}_A\gamma}.$$

Якщо вираз (5) привести до спільного знаменника і перенести всі члени в одну сторону, то одержимо рівняння неголономного зв'язку для осі причепа, виведене з умови відсутності бокового руху в напрямку, нормальному до напрямку абсолютної швидкості осі:

$$\dot{y}_A(1 + \delta\gamma) + v(\gamma - \delta) + L_{пп}\dot{\gamma} = 0 \quad (6)$$

Нехтуючи в рівнянні (6) твором $\dot{y}_A\delta\gamma$ як величиною другого порядку, отримуємо рівняння, яке повністю збігається з рівнянням (3).

Система рівнянь, що описує виляння причепа і складається з рівнянь (1) і

(6), є визначної, так як трьом вказаним вище невідомим відповідають три рівняння, вирішуючи які можна визначити всі цікаві для нас характеристики руху причепа.

Знайдемо умову стійкого руху причепа, для чого вихідну систему рівнянь запишемо у вигляді

$$m_{\text{пп}}\ddot{y}_A + \left(k + \frac{k_y}{v}\right)\dot{y}_A + cy_A + m_{\text{пп}}l'_3\ddot{\gamma} + \left(\frac{k_y L_{\text{пп}}}{v}\right)\dot{\gamma} + G_{\text{пп}}(k_{yy} - f)\gamma = 0; \quad (7)$$

$$m_{\text{пп}}l'_3\ddot{y}_A + \frac{k_y L_{\text{пп}}}{v}\dot{y}_A + [m_{\text{пп}}(l'_3)^2 + J_{\text{пп}}]\ddot{\gamma} + \frac{k_y L_{\text{пп}}^2}{v}\dot{\gamma} + k_y L_{\text{пп}}\gamma = 0,$$

де $G_{\text{пп}}$ — вага причепа;

$k_{yy} = k_y/G_{\text{пп}}$ — питомий коефіцієнт опору відведенню осі причепа.

Для отримання характеристичного рівняння системи (7) складемо її визначник і прирівняємо його нулю:

$$\begin{vmatrix} m_{\text{пп}}\lambda^2 + \left(k + \frac{k_y}{v}\right)\lambda + c & m_{\text{пп}}l'_3\lambda^2 + \frac{k_y L_{\text{пп}}}{v}\lambda + G_{\text{пп}}(k_{yy} - f) \\ m_{\text{пп}}l'_3\lambda^2 + \frac{k_y L_{\text{пп}}}{v}\lambda & [m_{\text{пп}}(l'_3)^2 + J_{\text{пп}}]\lambda^2 + \frac{k_y L_{\text{пп}}^2}{v}\lambda + k_y L_{\text{пп}} \end{vmatrix} = 0$$

Розкривши визначник, отримаємо характеристичне рівняння четвертого ступеня

$$a_0\lambda^4 + a_1\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda + a_4 = 0,$$

де $a_0 = m_{\text{пп}}J_{\text{пп}}$;

$$a_1 = J_A \left(k + \frac{k_y}{v}\right) + \frac{m_{\text{пп}}k_y L_{\text{пп}}}{v} (L_{\text{пп}} - 2l'_3);$$

$$a_2 = m_{\text{пп}}k_y(L_{\text{пп}} - l'_3) + m_{\text{пп}}l'_3 P_f + \frac{kk_y L_{\text{пп}}^2}{v} + cJ_A;$$

$$a_3 = (kv + P_f + cL_{\text{пп}}) \frac{k_y L_{\text{пп}}}{v};$$

$$a_4 = ck_y L_{\text{пп}}; \quad J_A = m_{\text{пп}}(l'_3)^2 + J_{\text{пп}}.$$

Умови стійкого руху одноосного причепа при $a_0 > 0$ мають вигляд

$$a_1 > 0; \quad a_2 > 0; \quad a_3 > 0; \quad a_4 > 0;$$

$$a_3(a_1 a_2 - a_3 a_0) - a_1^2 a_4 > 0.$$

Умова $a_1 > 0$ виконується, якщо причіп рухається переднім ходом ($v > 0$) і центр мас навантаженого причепа розташований на відстані $l'_3 \leq 0,5L_{\text{пп}}$ від точки зчипки. Друга умова $a_2 > 0$ також виконується при розташуванні центру мас навантаженого причепа попереду осі його коліс. Третя умова $a_3 > 0$ підтверджує відомий факт, що при русі поїзда заднім ходом ($v < 0$) рух причепа нестійкий. Умова $a_4 > 0$ виконується завжди. П'ята умова стійкого руху причепа не приводить до виразу, зручному для практичного використання.

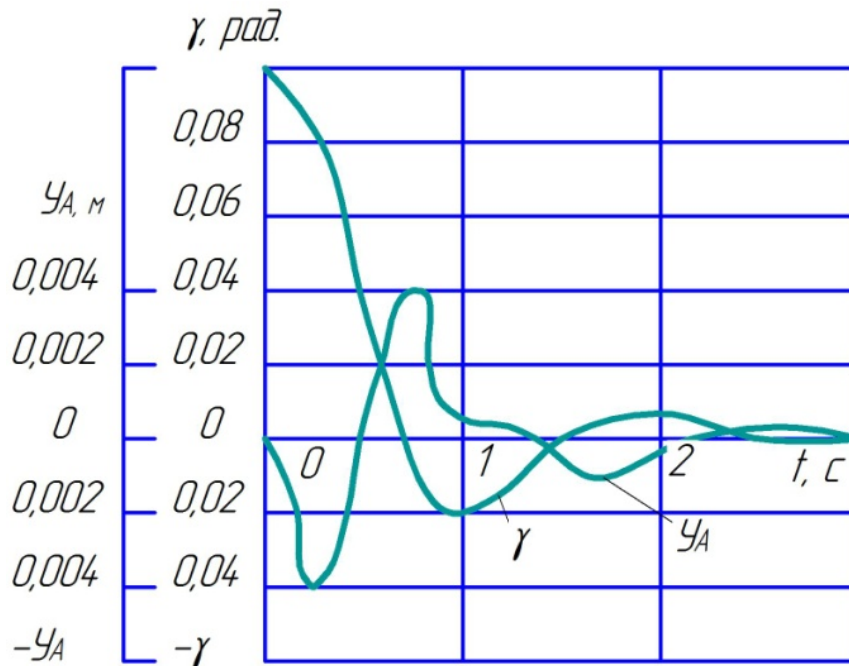


Рис. 3 – Характеристики коливань одноосного причепа

Висновок

Отже, для забезпечення стійкого руху одноосного причепа за трактором необхідно, щоб центр мас навантаженого причепа розташовувався попереду осі коліс. Характер коливального руху одноосного причепа з параметрами: маса навантаженого причепа 3522 кг; момент інерції навантаженого причепа щодо його центру мас 3453 кг м²; відстань від точки зчипки до осі коліс причепа 2,5 м; відстань від точки зчипки до центру мас навантаженого причепа 2,15 м; поперечна жорсткість зчипки 58860 Н/м; коефіцієнт демпфірування в зчепленні 2452 Нс/м; коефіцієнт опору відведенню осі причепа 80000 Н/рад. Тракторний поїзд рухається зі швидкістю 8,6 м/с.

У розглянутому випадку центр мас розташований попереду осі коліс, тобто причіп рухатиметься за трактором стійко. Виниклі коливання його з часом затухнуть.

Список використаних джерел

1. Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М. Основы теории автомобиля и трактора.-М.: Высшая школа, 1977.-245с.

2. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А., Маневренность и тормозные свойства колесных машин./Под редакцией Подригало М.А.- Харьков: Изд-во ХНАДУ.-403с.

Аннотация

СТАБИЛЬНОСТЬ И УПРАВЛЯЕМОСТЬ ОДНООСНОГО ПРИЦЕПА

Поляшенко С., Есипов А., Алексеенко К.

В статье рассмотрен характер колебаний одноосного прицепа с указанными параметрами

Abstract

AND STABILTY AND CONTROL OF UNIAXIAL TRAILERS

S. Polyashenko, A. Yesipov, K. Alekseenko

In article rassmotren character uniaxial trailer oscillations with parameters

УДК 631.3.004

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИСТОСОВАНОСТІ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЯ ДО ОПЕРАЦІЙ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ

Гльченко В.Ю., к.т.н., Пономаренко Н.О., аспірант

Дніпропетровський державний аграрний університет

Викладено методику і результат дослідження пристосованості конструкції автомобіля до операцій технічного обслуговування.

Постановка проблеми. Розробка уточнених планів технічного обслуговування забезпечує можливість раціонального використання ресурсів часу, засобів і праці на підтримку автомобілів в працездатному стані з мінімальними витратами. В той же час випадковість багатьох подій, пов'язаних з порушенням працездатності деталей, змушує робити операції технічного обслуговування, особливо позапланового характеру, виділяти ресурси за деякими усередненими нормативними даними, що призначаються в відсотковому співвідношенні до виділеного сукупного ресурсу. Як наслідок спостерігається перевитрата ресурсів або їх дефіцитність, що по-різному, але в цілому негативно позначається на ефективності операцій технічного обслуговування.

Показники затрат часу, праці, коштів на технічне обслуговування є складовою частиною системи ТО, що включають затрати, що зумовлені конструкцією і технічним станом об'єкта технічного обслуговування (так звані оперативні затрати) та такі що зумовлені організацією та технологією виконання технічного обслуговування, матеріально-технічним забезпеченням,

кваліфікацією персоналу, умовами навколишнього середовища тощо.

Оперативна тривалість даного технічного обслуговування включає затрати часу на виконання всіх операцій одного технічного обслуговування автомобіля, які визначаються її конструкцією і технічним станом. Оперативно тривалість технічного обслуговування залежить від пристосованості автомобіля до одночасного виконання робіт декількома виконавцями, що особливо важливо для складних машин. З метою зменшення оперативної тривалості технічного обслуговування, технологічний процес технічного обслуговування машини підрозділяють на окремі операції.

Складність операцій технічного обслуговування визначають потребою у виконавцях високої кваліфікації [7]. За складністю основні операції підрозділяються на три групи:

- 1) Операції, що не вимагають особливої кваліфікації виконавців (миття, очищення);
- 2) Операції, що вимагають певних навиків у виконанні простих прийомів і рухів мащення, заправлення, підтягування кріплень);
- 3) Операції, що вимагають від виконавця високої кваліфікації, знань, досвіду, натренованості і вміння поводитися з приладами та обладнаннями (регулювання, діагностування). Потребу у виконавцях високої кваліфікації при проведенні обслуговування можна зменшити шляхом чіткого і лаконічного викладу експлуатаційної документації, чіткого позначення місць контролю технічного стану, регулювання, мащення, кріплення. Логічної послідовності у виконанні операцій обслуговування тощо.

Затрати часу на технічне обслуговування автомобіля та його трудомісткість значною мірою залежать від експлуатації технологічності та пристосованості машин до технічного обслуговування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Пристосованість автомобіля та її складальних одиниць і агрегатів до операцій технічного обслуговування, діагностування, транспортування, зберігання та ремонту, включаючи усунення наслідків відмов і експлуатаційних несправностей характеризується контролепридатністю, доступністю, стандартизацією і уніфікацією складових частин, легкозміністю, взаємозамінністю, відновлюваністю, складністю операцій обслуговування і ремонту, збережуваністю; уніфікацією палива, мастильних матеріалів і інструменту; безвідмовністю кріпильних з'єднань, складальних одиниць і агрегатів; стабільність регулювань, рівним інструментального діагностування та ін. [6,9].

Визначення показників для оцінки пристосованості автомобіля до технічного обслуговування може бути здійснено на основі обліку затрат часу, праці та коштів за один цикл або рік всіх видів технічних обслуговувань [10].

Метою роботи є дослідження пристосованості конструкцій автомобіля до операцій технічного обслуговування.

Об'єкти та методика досліджень. Для оцінки пристосованості конструкції автомобіля до технічного обслуговування як показали дослідження [8,9] найдоцільніше застосувати коефіцієнт пристосованості конструкцій до

операцій технічного обслуговування, який рекомендовано визначати як відношення основних затрат праці на виконання комплексу операцій до загальних затрат праці, безвідносно до того, як часто операції повторюються впродовж міжремонтного періоду. При цьому пристосованість конструкцій повинна визначатися для операцій щозмінного, першого, другого, та сезонного технічних обслуговувань автомобіля окремо [1,2,3,4,5].

Методика розрахунку коефіцієнта пристосованості автомобіля до операцій ТО.

Коефіцієнт пристосованості автомобіля до операцій щозмінного ТО визначається за формулою:

$$K_{\text{щто,а}} = 1 - \frac{T_{\text{щтоа,р}}}{T_{\text{роба,р}}} = \frac{T_{\text{щтоа,р}}}{T_{\text{щтоа,р}} + T_{\text{то-1а,р}} + T_{\text{то-2а,р}} + T_{\text{стоа,р}}} \quad (1)$$

де $T_{\text{роба,р}}$ - сумарна річна трудомісткість робіт автомобіля на підтримання його в робото здатному стані (щозмінне ТО, періодичні ТО-1, ТО-2, сезонне ТО, люд-год);

$$T_{\text{роба,р}} = T_{\text{щтоа,р}} + T_{\text{то-1а,р}} + T_{\text{то-2а,р}} + T_{\text{стоа,р}} + T_{\text{збак,р}} \quad (2)$$

де $T_{\text{щтоа,р}}$ - сумарна річна трудомісткість робіт автомобіля з щозмінного ТО (табл. 1), люд-год;

$T_{\text{то-1а,р}}$ - сумарна річна трудомісткість робіт з ТО-1 (табл. 1), люд-год;

$T_{\text{то-2а,р}}$ - сумарна річна трудомісткість робіт з ТО-2 (табл. 1), люд-год

$T_{\text{стоа,р}}$ - сумарна річна трудомісткість робіт з сезонного ТО (табл. 1)

Сумарна річна трудомісткість робіт автомобіля з щозмінного ТО визначається так:

$$T_{\text{щтоа,р}} = m_p \times T_{\text{щтоа}} = \frac{T_{\text{рлч}}}{T_{\text{зм}}} \times T_{\text{щтоа}} \quad (3)$$

де m_p - кількість робочих змін автомобіля за рік;

$T_{\text{щтоа}}$ - трудомісткість одного щозмінного ТО автомобіля (табл. 1), люд-год;

$T_{\text{рлч}}$ - річне нормативне завантаження автомобіля, або річна витрата палива в кг (л);

$T_{\text{зм}}$ - тривалість зміни, год.

Сумарна трудомісткість робіт автомобіля з ТО-1 визначається за формулою:

$$T_{\text{то-1а,р}} = \frac{T_{\text{рлч}}}{T_{\text{цт}}} \times T_{\text{то-1а}} \quad (4)$$

$T_{\text{цт}}$ - виробіток за цикл до 1000 мото-год., або витрата палива в кг (л), або річний обсяг робіт за цикл в ум.ет.га;

$T_{\text{ТО-1Т}}$ - трудомісткість одного ТО-1 автомобіля (табл. 1), люд-год.

Сумарна річна трудомісткість робіт автомобіля з ТО-2 визначається за формулою:

$$T_{\text{ТО-2А,Р}} = \frac{T_{\text{РІЧ}}}{T_{\text{цт}}} \times T_{\text{ТО-2А}} \quad (5)$$

$T_{\text{ТО-2Т}}$ - трудомісткість одного ТО-2 автомобіля (табл. 1), люд-год.

Сумарна річна трудомісткість робіт автомобіля з сезонного ТО визначається за формулою:

$$T_{\text{СТОА,Р}} = T_{\text{СТОА}}^{\text{ОЗ}} + T_{\text{СТОА}}^{\text{ВЛ}}; \quad (6)$$

де $T_{\text{СТОА}}^{\text{ОЗ}}$; $T_{\text{СТОА}}^{\text{ВЛ}}$ – трудомісткість одного сезонного ТО автомобіля при переході до осінньо-зимового та весняно-літнього періодів експлуатації.

Коефіцієнт пристосованості автомобіля до операцій ТО-1 визначається за формулою:

$$K_{\text{ТО-1,А}} = I - \frac{T_{\text{ТО-1А,Р}}}{T_{\text{РОБА,Р}}} \quad (7)$$

Коефіцієнт пристосованості автомобіля до операцій ТО-2 визначається за формулою:

$$K_{\text{ТО-2,А}} = I - \frac{T_{\text{ТО-2А,Р}}}{T_{\text{РОБА,Р}}} \quad (8)$$

Коефіцієнт пристосованості автомобіля до операцій СТО визначається за формулою:

$$K_{\text{СТО,А}} = I - \frac{T_{\text{СТОА,Р}}}{T_{\text{РОБА,Р}}} \quad (9)$$

Коефіцієнти пристосованості конструкції автомобілів до операцій ЩТО, ТО-1, ТО-2 та СТО наведені в таблиці.

Результати досліджень. Найбільший коефіцієнт пристосованості конструкції автомобіля до операцій щозмінного ТО у автомобіля КрАЗ-255Л (0,77). Найменше значення коефіцієнта складає (0,38) у автомобіля ГАЗ-33021. Середнє значення коефіцієнта складає (0,54).

Таблиця – Коефіцієнти пристосованості конструкції автомобілів до операцій ЩТО, ТО-1, ТО-2 та СТО

Марка автомобіля	Коефіцієнт пристосованості			
	К _{ЩТО}	К _{ТО-1}	К _{ТО-2}	К _{СТО}
ГАЗ-3302-Газель	0,49	0,75	0,78	0,98
ГАЗ-33021	0,38	0,96	0,78	0,98
ГАЗ-53А	0,53	0,97	0,69	0,98
ГАЗ-53-12	0,48	0,81	0,74	0,97
ГАЗ-3307	0,48	0,82	0,73	0,97
ГАЗ-3309	0,51	0,76	0,75	0,98
ЗИЛ-4502	0,48	0,77	0,76	0,99
ЗИЛ-130-76	0,48	0,71	0,76	0,99
ЗИЛ-5301	0,54	0,75	0,77	0,98
ЗИЛ-431410	0,50	0,77	0,88	0,98
ЗИЛ-4331	0,48	0,77	0,88	0,98
КамАЗ-5320	0,48	0,77	0,76	0,98
КамАЗ-53112	0,49	0,74	0,72	0,97
КамАЗ-5410	0,56	0,68	0,77	0,98
КамАЗ-5511	0,58	0,74	0,72	0,97
МАЗ-54322	0,56	0,77	0,75	0,97
МАЗ-64229	0,52	0,77	0,75	0,97
МАЗ-5429	0,51	0,70	0,76	0,97
МАЗ-5549	0,61	0,74	0,74	0,98
МАЗ-5048	0,55	0,72	0,68	0,97
МАЗ-5430	0,62	0,72	0,71	0,97
КрАЗ-256К1	0,60	0,66	0,65	0,97
КрАЗ-257	0,60	0,77	0,71	0,98
КрАЗ-258	0,64	0,50	0,60	0,97
КрАЗ255Л	0,77	0,68	0,68	0,97
Середнє	0,54	0,75	0,74	0,98

Найбільший коефіцієнт пристосованості конструкції автомобіля до операцій ТО-1 у автомобіля ГАЗ-53А (0,97), найменший – у автомобіля КрАЗ-258 (0,5). Середнє значення коефіцієнта складає (0,75).

Найбільший коефіцієнт пристосованості конструкції автомобіля до операції ТО-2 у автомобілів ЗИЛ-431410 і ЗИЛ-4331-(0,88). Найменший у автомобіля КрАЗ-258 (0,6). Середнє значення коефіцієнта складає (0,74).

Найбільший коефіцієнт пристосованості конструкції автомобіля до операції СТО у автомобілів ЗИЛ-4502 і ЗИЛ-13076 (0,99), найменший у автомобіля ГАЗ-3307, КамАЗ-53112, МАЗ-5430 та ін. Середнє значення коефіцієнта складає (0,98).

З підвищенням пристосованості конструкції автомобіля до операції щозмінного ТО, періодичного ТО і зберігання, зменшуються прості автомобілів, що пов'язані з навантаженням, технічним обслуговуванням та діагностуванням.

Аналіз коефіцієнтів пристосованості конструкції автомобілів до операцій ЩТО, ТО-1, ТО-2 та СТО показав, що коефіцієнт пристосованості найбільший у операції сезонного ТО (0,99). Серед номерних операцій ТО-1, ТО-2 найбільше значення коефіцієнта пристосованості у операції ТО-1 (0,97). Дещо менше значення коефіцієнта пристосованості у операції ТО-2 він складає (0,88). Найменше значення коефіцієнта пристосованості у операції ЩТО (0,38).

З підвищенням пристосованості конструкції автомобіля до операцій ЩТО, ТО-1, ТО-2, СТО, зберігання зменшуються прості автомобілів, що пов'язані з навантаженням, технічним обслуговуванням, діагностуванням, підготовкою до транспортування і зберігання.

Основні напрями підвищення конструкції автомобіля до операції ЩТО, ТО-1, ТО-2, СТО, зберігання такі: збільшення періодичності технічного обслуговування; підвищення безвідмовності роботи машини, її складальних одиниць і агрегатів; забезпечення доступності до місць обслуговування і легко змінності складових частин; стандартизація і уніфікація деталей, складальних одиниць, агрегатів та експлуатаційних матеріалів; скорочення кількості складальних одиниць, номенклатури і типорозмірів, що вимагають регулярно технічного обслуговування; скорочення кріпильних деталей; удосконалення антикорозійного захисту відкритих поверхонь і кріпильних деталей.

Висновки

Конструкції автомобілів краще пристосовані до проведення операцій сезонного технічного обслуговування (коефіцієнт пристосованості $K_{\text{СТО}}=0,98$), гірше до операції ТО-2 ($k_{\text{ТО-2}}=0,74$). Для операції ТО-1 підвищується частка допоміжних робіт, тому для операції ТО-1 коефіцієнт пристосованості дорівнює 0,75. Конструкції тракторів значно гірше пристосовані до операції щозмінного технічного обслуговування (0,54).

Список використаних джерел

1. Кішук А.С., Шеремет В.Н., Молодик Н.В., Годунов И.М. Практикум по техническому обслуживанию. Глевах, 2002.-50с.

2. Тракторы ЮМЗ-8070, ЮМЗ-8270, ЮМЗ-8071, ЮМЗ-8080. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. ПО ЮМЗ. Днепропетровск. 1999.-171с.
3. Трактори «Беларусь» ЮМЗ-6КЛ и ЮМЗ-6КМ. Техническое описание и инструкции по эксплуатации. ПО ЮМЗ. М: Машиностроение. 1998.-303с.
4. Тракторы, сельскохозяйственные машины. Руководство по подготовке к хранению и консервации. М.:ГОСНИТИ. 1985.-56с.
5. Трактор МТЗ-80 и его модификации. Техническое обслуживание. М.: ГОСНИТИ. 1980.-160с.
6. Иващенко Н.И. Технология ремонта автомобилей. К.: «Вища школа». 1977.-360с.
7. Лімонт А.С. Теоретичні основи забезпечення працездатності машин: Навч. Посіб./Держ. агроєколог. Ун-т.-Житомир. 2008.-402с.
8. Галушко М.Д., Антонішин Р.З., Клепацький Б.В. Дослідження пристосованості тракторів до операції технічних доглядів та визначення показників для оцінки експлуатаційної технологічності їх конструкцій \\
Механізація і електрифікація сільського господарства. К.: Урожай. 1971.-
Вип.15. Експлуатаційна технологічність і технічне обслуговування с.-г.
агрегатів.-с.43-54.
9. Галушко М.Д., Антонішин Р.З., Клепацький Б.В. Результати аналізу експлуатаційної технологічності конструкцій тракторів у зв'язку з виконанням операцій технічного догляду \\
Механізація і електрифікація сільського господарства. К.: Урожай. 1971.-Вип.15. Експлуатаційна технологічність і технічне обслуговування с.-г. агрегатів. –с.61-75.
10. Оценка приспособленности к техническому обслуживанию и диагностированию универсального трактора класса 2 \ П.Ш. Петросян, В.А. Агапова, Г.Е. Топілін и др. \\
Трактора и сельхозмашины.-1982.-№9.-
с.8-10.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЯ К ОПЕРАЦИЯМ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Ильченко В.Е., Пономаренко Н.А.

Изложена методика и результаты исследования приспособленности автомобиля к операции технического обслуживания.

Annotation

RESEARCH OF ADAPTATION OF CONSTRUCTION OF CAR TO THE OPERATIONS OF TECHNICAL MAINTENANCE

V. Il'chenko, N. Ponomarenko

A method and results of research of adjusted of car is Expounded to the operation of technical service.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОСЕПАРИРОВАНИЯ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ НА НЕПЕРФОРИРОВАННЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ

Лукьяненко В.М., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Сделан анализ математического моделирования процесса вибрационного сепарирования семенных смесей на шероховатых неперфорированных плоскостях вибрационных семяочистительных машин. Показано, что для более адекватного отражения процесса необходимо при разработке математических моделей учитывать соударение компонент семенных смесей между собой.

Постановка проблемы. Одним из важнейших путей повышения продуктивности в растениеводстве является использование высококачественного посевного материала. Применение для посева семян с высокими показателями по всхожести, энергии роста и чистоте – залог высокого урожая и его обязательная компонента.

Решение проблемы повышения качества семян связано с созданием новых высокоэффективных машин для их очистки и сортирования. К таким машинам можно с уверенностью отнести вибрационные семяочистительные машины, осуществляющие разделение по комплексу физико-механических свойств (форме, шероховатости и упругости) на неперфорированных шероховатых плоскостях, так как сепарация трудноразделимых семенных смесей на этих машинах превосходит по качеству все существующие традиционные способы.

Работа вибрационных семяочистительных машин основана на использовании преднамеренно возбужденных вибраций и эти машины, по сути, являются быстроходными машинами с упругими связями.

Руководствуясь теорией рабочих машин создание теории средств вибрационного сепарирования семенных смесей необходимо разделить на две группы.

Задачи динамики вибрационных семяочистительных машин (исследование колебаний в нестационарных режимах: при пусковых и остановочных резонансах; взаимодействия колеблющихся частей машин с источниками энергии; определение сути и характера нелинейных колебаний вибрирующих систем машин на упругих опорах; определение прочностных характеристик элементов вибрирующих систем машин; определение устойчивых стационарных режимов и законов движения рабочих органов) необходимо относить к первой группе.

Задачи теории вибрационного сепарирования семенных смесей

(вибрационного перемещения семенного материала по рабочим органам, внутрислоевых процессов, сепарации семян по комплексу физико-механических свойств, определение эффективности вибрационного сепарирования семенных смесей) составляют вторую группу.

Учитывая тот факт, что роль теории при проектировании вибрационных семяочистительных машин чрезвычайно велика, математические модели динамики и кинетики семенных смесей по рабочим поверхностям вибрационных семяочистительных машин должны составляться при минимальных допущениях.

Поэтому, для разработки новых конструкций вибрационных семяочистительных машин, которые обладали бы более высокими показателями по качеству процесса разделения и производительности, очень важно иметь адекватные математические модели движения семенных смесей по рабочим поверхностям и анализ предшествующих работ в этом направлении будет очень полезен.

Результаты исследований. Сепарация сыпучих материалов на вибрирующих неперфорированных поверхностях является одним из эффектов вибрационного перемещения. Явление вибрационной сепарации обусловлено различием в направлениях и скоростях, а также траекториях частиц. Величина, направление скоростей и траектории частиц определяются их физико-механическими характеристиками, а также параметрами колебаний сепарирующей поверхности. Если скорости движения разноименных компонент семенной смеси различны не только по величине, но и по направлению, то эффект сепарации оказывается наилучшим. То есть для установления возможности разделения семенной смеси необходимо определить величину, направление скоростей и траектории её компонент.

Теории вибрационного перемещения и сепарации посвящено большое количество работ исследователей: И.И. Блехмана, П.М. Василенко, П.М. Заики, А.А. Крюкова, Э.Э. Лавендела, Р.Ф. Нагаева, Д.А. Плисса, Г.Д. Терскова, В.И. Якубовича и др., а также зарубежных авторов: С. Бетхера, В.Г. Зайделя, В. Клокхауза, С. Стоева, О. Теприка, Р. Юнга.

В работах названных авторов рассматривается движение частиц, идеализируемых, как правило, в виде материальной точки с определенными упруго-фрикционными свойствами в безотрывном режиме движения и в режиме с непрерывным подбрасыванием.

Математическим моделированием процесса сепарации семенных смесей на вибрационных семяочистительных машинах под руководством П.М. Заики занимались: Антонов Е.Е., Аль Аффиф Рафат, Бакеев С.Д., Бакум В.В., Богомоллов А.В., Гудым В.А., Гридякин В.А., Жмай Л.Г., Завгородний А.И., Ильин В.Я., Козаченко А.В., Красовицкий Ю.И., Лукьяненко В.М., Мазнев Г.Е., Михайлов А.Д., Сметанкин В.А., Харук И.Д., Чалий И.В., Шептур А.А., Юдицкий П.М.

Классификация математических моделей вибрационного сепарирования частиц на шероховатых неперфорированных плоскостях, разработанных этим коллективом исследователей под руководством П.М. Заики приведена на рис. 1.

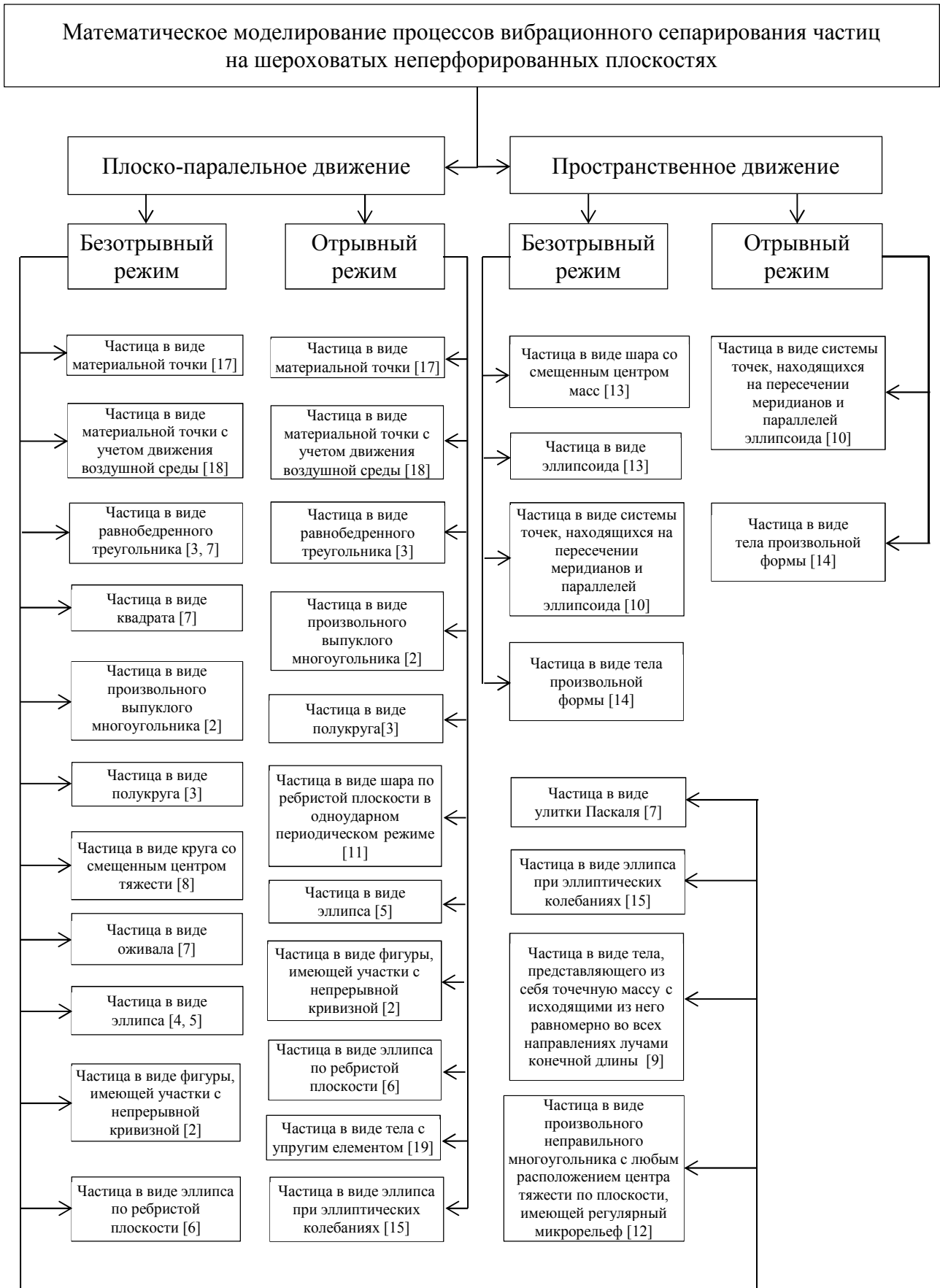


Рис. 1 – Классификация математических моделей вибрационного сепарирования частиц на шероховатых неперфорированных плоскостях

При решении большого количества практических задач невозможно отказаться от учета конкретных форм, присущих изучаемым частицам. Вибрационное перемещение таких частиц необходимо рассматривать как движение твердых тел. В работе [1] объяснен принцип вибросепарации с учетом формы частиц и установлено, что частицы шарообразной формы и частицы, представленные диском конечного радиуса, в отличие от частиц, идеализированных в виде материальной точки, не могут перемещаться вверх по наклонной вибрирующей плоскости, как в безотрывном режиме, так и при наличии подбрасывания, а всегда скатываются вниз.

В работах [2 - 7] изучено виброперемещение частиц как твердых тел, имеющих различную форму поперечного сечения, совпадающего с плоскостью колебаний: круга, оживала, эллипса, равнобедренного треугольника, правильного многоугольника, квадрата, причем геометрический центр поперечного сечения этих тел совпадает с центром тяжести.

В работе [7] при изучении вопросов вибросепарации частиц, форма поперечного сечения которых аппроксимирована в виде оживала, треугольника и квадрата установлено, что форма поперечного сечения существенно влияет на величину и направление виброперемещения частиц.

В работе [8] с целью уточнения влияния геометрических характеристик поперечного сечения рассмотрено плоскопараллельное движение частиц, форма поперечного сечения которых может быть аппроксимирована кругом и улиткой Паскаля, при этом центр тяжести не совпадает с геометрическим центром тела.

Для более точного математического описания движения семян по вибрирующим поверхностям их форму описывали в виде тела, представляющего из себя точечную массу с исходящими из него равномерно во всех направлениях лучами конечной длины [9] или поверхности тела в виде системы точек, находящихся на пересечении меридианов и параллелей эллипса [10].

Работы [6, 11] посвящены моделированию плоскопараллельного движения шара и эллипса по поверхностям, имеющим ребристую поверхность.

Движение частиц округлой формы по ребристой вибрирующей поверхности при наличии подбрасывания рассмотрено в работе [11]. В этой же работе определены параметры, характеризующие одноударный периодический режим движения частиц по вибрирующей поверхности.

Вопросам вибросепарации семенных смесей на регулярных микрорельефных поверхностях посвящена работа [12].

Теорией перемещения частиц, как пространственных фигур занимались такие ученые как Эйлер Е., Лагранж Ж., Ковалевская С.В., Чаплыгин С.А., Воронец П.В., Лурье А.Б., Мак-Милан В.Д., Маркеев А.П., Неймарка Ю.И.

В работе [13] разработана математическая модель, описывающая пространственное безотрывное вибрационное перемещение твердых тел правильной геометрической формы (шар со смещенным центром масс и трехосный эллипсоид).

В работе [10] приведено теоретическое исследование, включающее решение задачи дискретного представления движения твердого тела по сепарирующей плоскости и использование этого представления в математической модели вибрационного перемещения твердого тела на вибрирующей плоскости.

При решении задачи дискретного представления вибрационного перемещения поверхность тела представлена в виде системы точек, находящихся на пересечении меридианов и параллелей.

Наиболее полно теория безотрывного и отрывного движения произвольной формы тела в пространстве рассмотрена в работе [14].

Наиболее сложным при описании процессов движения семенных смесей (скольжение и перекачивание по сепарирующей поверхности; отрыв от неё; свободный полет семян над поверхностью; удар о сепарирующую поверхность) является процесс удара.

Наиболее полно он описан в работах Э.Э. Лавендела, Т. Леви-Чевита, У. Амальди, З.Ф. Нагаева, Я.Г. Пановко, А.А. Кобринского, В.Ю. Плявниекса, А.Е. Кобринского, Е.В. Александрова.

Явление удара Е.В. Александровым рассматривается с учетом формы и деформации тел. Упрощенный подход, основанный на гипотезах Ньютона, рассмотрен в работах Я.Г. Пановко и Э.Э. Лавендела. Этот подход хотя и допускает значительную схематизацию процесса, однако позволяет получать приемлемые результаты, и положен в основу теории вибрационного перемещения твердых тел в работах И.И. Блехмана и А.А. Кобринского.

Процесс вибросепарации в настоящее время в основном осуществляется при прямолинейных гармонических колебаниях рабочего органа, поэтому данный вид колебания исследован довольно полно. Однако, в работах А.О.Спиваковского, И.Ф.Гончаревича, Э.А.Когана, В.И.Якубовича отмечается, что использование эллиптических колебаний в ряде вибротранспортирующих машин обеспечивает повышение скорости транспортировки сыпучих материалов. Теоретически при этом рассматривались в основном задачи вибрационного движения слоя груза и плоской частицы. Единственным исследованием, посвященным виброперемещению частиц с учетом их формы при эллиптических колебаниях, есть [15].

Выводы. Проведенный анализ теоретических исследований перемещения семенных смесей по неперфорированным рабочим органам вибрационных семяочистительных машин показал, что хотя процесс вибросепарации изучен достаточно хорошо, однако есть и определенные недостатки.

Прежде всего, процесс движения семян, как в безотрывном, так и в режиме с непрерывным подбрасыванием во всех математических моделях (за исключением [16]) рассматривается как движение изолированных тел. Однако, в реальности, на движение семян при вибросепарации наряду с формой и их упруго-фрикционными свойствами, ударами о сепарирующую поверхность, не в меньшей мере оказывают влияние соударения между самими компонентами семенной смеси. И это влияние тем значительнее, чем выше

интенсивность колебаний.

В рассмотренных выше работах исследуется только безотрывный и отрывный режимы движения компонент семенных смесей по неперфорированным сепарирующим плоскостям. Последний режим отличается большей производительностью процесса разделения, а поэтому является предпочтительным.

Однако существует еще более производительный режим движения семян – ударный режим, при котором семена не только совершают полет над сепарирующей поверхностью, а и соударяются о вышерасположенную в блоке сепарирующую поверхность. При таком режиме движения влияние соударений компонент семенной смеси между собой играют еще большую роль и применение существующих математических моделей для описания процесса вибросепарирования семенных смесей в ударном режиме является не совсем корректным.

Список використаних джерел

1. Блехман, И.И. Вибрационное перемещение [Текст] / И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе.- М.: Наука, 1964.– 410 с.
2. Бакеев С.Д. Обоснование оптимальных параметров вибросепарации семян сельскохозяйственных культур с учетом их формы на неперфорированных фрикционных поверхностях: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук /С.Д. Бакеев.– Харьков, 1987. -20 с.
3. Гридякин В.А. Обоснование параметров технологического процесса очистки семян кенафа на вибрационной семеочистительной машине: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук /В.А. Гридякин.– Харьков, 1989. -20 с.
4. Козій О.Б. Обґрунтування параметрів технологічного процесу очищення і сортування насіння зернових культур на вібраційній насіннеочисній машині: автореф. дис. на здобуття. ступеня канд. техн. наук /О.Б. Козій. - Харків, 1998. -17 с.
5. Жмай Л.Г. Обоснование параметров технологического процесса очистки и сортирования семян овощных культур на вибрационной семеочистительной машине: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / Л.Г. Жмай.– Харьков, 1990. -24 с.
6. Лук'яненко В.М. Обґрунтування параметрів процесу сепарації насіння ріпака і суріпиці на вібраційній машині: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук / В.М. Лук'яненко.– Харків, 2001. -20 с.
7. Богомоллов А.В. Обоснование параметров технологического процесса очистки и сортирования семян конопли на вибрационной семеочистительной машине: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / А.В. Богомоллов.– Харьков, 1984. -21 с.
8. Богомоллов О.В. Наукове обґрунтування енергозберігаючих процесів та обладнання для сепарації харчової сипкої сировини: автореф. дис. на здоб. наук. ступ. д - ра техн. наук / О.В. Богомоллов.– Харків, 2006. -24 с.

9. Михайлов А.Д. Обоснование параметров технологического процесса очистки и сортирования семян сахарной свеклы на вибрационной семеочистительной машине: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / А.Д. Михайлов.– Харьков, 1994. -25 с.
10. Аль Аффиф Рафат. Обоснование параметров технологического процесса очистки семян чечевицы на вибрационной семеочистительной машине: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук /Аль Аффиф Рафат.– Харьков, 1993. -21 с.
11. Гудым В.А. Обоснование параметров технологического процесса очистки и сортирования семян лекарственных культур на виброфрикционных сепараторах: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / В.А. Гудым.– Харьков, 1986. -24 с.
12. Чалый И.В. Обоснование технологических параметров сепарации семян сельскохозяйственных культур на деках с регулярным микрорельефом: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / И.В. Чалый.– Харьков, 1992. -24 с.
13. Красовицкий Ю.И. Обоснование технологических параметров вибросепарации семян сельскохозяйственных культур с учетом их формы и размеров на неперфорированных пространственно ориентированных фрикционных поверхностях: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / Ю.И. Красовицкий.– Харьков, 1992. -18 с.
14. Манчинський Ю.О. Обґрунтування параметрів розділення насінневих сумішей на віброуючій поверхні: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д - ра техн. наук / Ю.О. Манчинський.– К., 2000. -35 с.
15. Харук И.Д. Обоснование параметров технологического процесса очистки и сортирования семян крестоцветных масличных культур на вибрационной семеочистительной машине: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / И.Д. Харук.– Харьков, 1993. -20 с.
16. Антонов Е.Е. Обоснование оптимальных параметров процесса сепарации семян цветочных культур с учетом их взаимодействия на вибрационных неперфорированных поверхностях: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / Е.Е. Антонов.– Харьков, 1988. -20 с.
17. Бакум В.В. Обоснование параметров технологического процесса сепарации семенных смесей на фрикционных неперфорированных колеблющихся поверхностях: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / В.В. Бакум.– Харьков, 1984. -20 с.
18. Козаченко А.В. Обоснование параметров технологического процесса очистки и сортирования семян табака и махорки на вибрационной семеочистительной машине: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / А.В. Козаченко.– Харьков, 1988. -21 с.
19. Шептур А.А. Обоснование параметров технологического процесса очистки и сортирования семян сельскохозяйственных культур в селекции и семеноводстве на очистителе семян вибрационном лабораторном: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / А.А. Шептур.– Харьков, 1991. -24 с.

Анотація

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРОСЕПАРУВАННЯ НАСІННЄВИХ СУМІШЕЙ НА НЕПЕРФОРОВАНИХ ПОВЕРХНЯХ

Лук'яненко В.

Зроблений аналіз математичного моделювання процесу вібраційної сепарації насіннєвих сумішей на шорстких неперфорованих площинах вібраційних насіннеочисних машин. Показано, що для більш адекватного відображення процесу необхідно при розробці математичних моделей враховувати зіткнення компонент насіннєвих сумішей між собою.

Abstract

MATHEMATICAL MODELING OF VIBRATION SEPARATION SEED MIXTURES IMPERFORATE SURFACES

V. Lukyanenko

The analysis of the mathematical modeling of the vibration separation of seed mixtures on rough unperforated planes vibration seed-cleaning machines. Shown that better reflect the process is necessary for development of mathematical models to take into account the collision component of seed mixtures together.

УДК 630*232.312

АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ ОБЕЗКРИЛЕННЯ НАСІННЯ ХВОЙНИХ ПОРІД

Лук'яненко В.М., к.т.н., доц., Галич І.В. асист.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

В статті наведено аналіз технічних рішень для обезкрилення насіння хвойних порід з метою вибору найбільш оптимальної конструкції при проектуванні обезкрилювального пристрою вібраційної насіннеочисної машини з неперфорованими робочими органами.

Постановка проблеми. Для проведення лісовідновлювальних робіт щорічно потрібно велику кількість насіннєвого матеріалу. Його переважну частину становить насіння хвойних порід. Проте, в своєму природному стані насіння мало придатне для висіву. Наявність частин шишок (лусочок), піску та інших видів засмічення погіршує якість посівного матеріалу та ускладнює посів. Для покращення посівних якостей і зниження втрат цінного насіннєвого матеріалу проводять такі технологічні операції як обезкрилення, очищення, сортування. Ці операції на даний час виконуються комбінованими насіннеочисними машинами ОС-1, СУМ-1, МОС-1. Технологічний процес

обробки насіння в машині МОС-1 здійснюється таким чином (рис. 1).

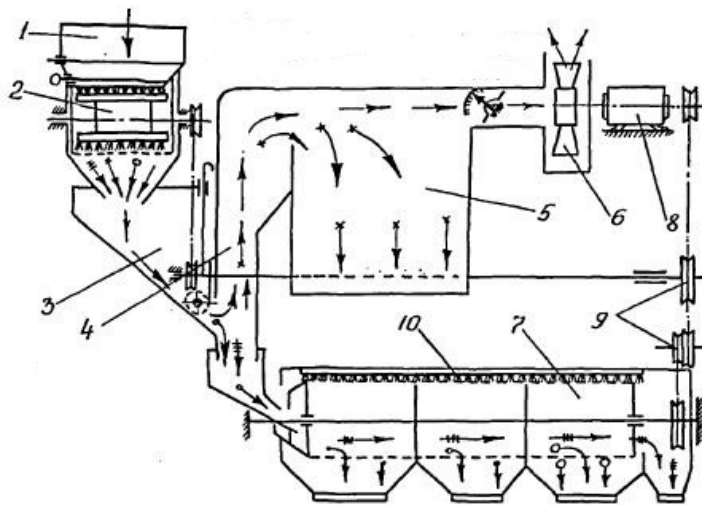


Рис. 1 – Технологічна схема насіннеочисної машини МОС-1

Насіння з бункера 1 під дією штифтового живильника поступає в барабан 2. При обертанні вала з щітками насіння відділяється від крилаток і проходить через сітку циліндра в приймальний бункер 3, звідки поступає в повітряний канал 4 системи повітряного очищення, а потім на сортувальний барабан. Крупне насіння і домішки, що не проходить через отвори сітки обезкрилювача, накопичуються в циліндрі. Видалення крупного насіння і домішок, а також очищення сітчастої поверхні циліндра здійснюється при повній зупинці машини та повороту обезкрилюючого барабана на 180° [1]. Для повного відділення насіння від крилаток необхідно зробити декілька пропусків насінневої маси через машину.

Альтернативою машині МОС-1 є вібраційна насіннеочисна машина з неперфорованими робочими органами. Для використання даної машини необхідно внести деякі зміни в конструкцію для проведення обезкрилення насіння. Цей процес є початковою ланкою в технологічному процесі передпосівної обробки та має значний вплив на технологічні властивості насіння. Для виявлення оптимального способу обезкрилення насіння хвойних порід, найбільш перспективних технологічних схем машин та їх окремих елементів, реалізація яких дозволила б забезпечити найбільш якісне виконання процесу обезкрилення, необхідно провести дослідження способів, технологічних схем, конструкцій машин, що використовуються в лісовому господарстві нашої країни і за кордоном.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що питанням обезкрилення насіння почали займатися з 30-х років ХХ століття. В різний час вивченням процесу обезкрилення насіння займалися П. Крутиков, А.С. Спиглазов, Т.И. Войчаль, Ю.И. Полупарнев, П.В. Пономаренко, А.Д. Голев та ін.

Було встановлено, що пошкодження насіння залежить від числа обертів робочих органів, їх довжини, розмірів обезкрилюючого барабана та інших

параметрів. Л.Т Свиридовим отримано формулу для визначення продуктивності шнеково-щіткового живильника і випускного отвору. Експериментально визначені діапазони оптимальних і граничних значень лінійних швидкостей та жорсткості робочих органів обезкрилювачів періодичної дії барабанного типу.

Метою статті є аналіз існуючих технічних рішень обезкрилення насіння хвойних порід з метою вибору найбільш оптимальної моделі для використання на вібраційній насіннеочисній машині з неперфорованими робочими органами.

Виклад основного матеріалу. В лісовому господарстві існує кілька способів обезкрилення насіння хвойних порід. Найбільш простими з них, що широко використовуються, є ручні. При цьому насіння насипають до половини в полотняні мішки та виконують перетрушування насіння з одного краю мішка в інший. В результаті тертя насіння одне об інше відбувається відділення крилаток [2]. Малі об'єми насіння обезкрилюють протираючи їх вручну за допомогою рукавиць через сітчасту поверхню.

Серед ручних способів обробки насіння хвойних порід можна виділити водяне обезкрилення, що здійснюється різними прийомами [3, 4].

Наприклад, насіння з крилатками насипають шаром 1 - 1,5 см на брезент і рівномірно зволожують. Через 3 - 4 години при температурі + 25°C крилатки повністю відокремлюються від насіння.

Для підвищення ефективності процесу обезкрилення насіння можна використовувати комбінований водно-механічний спосіб [5]. У цьому випадку, партію насіння з крилатками засипають в сітчастий циліндр, що обертається. Насіння змочують водою та прокручують 3 - 4 хв. Потім насіння висипають в сушарку та проводять очистку від домішок на вітрі або на спеціальних віялках.

Перераховані ручні способи є дуже трудомісткими, малопродуктивними та неефективними. Крім того, при ручному обезкриленні спостерігається неповне відділення крилаток від насіння, що веде до значного зниження виходу чистого насіння з вихідного насінневого матеріалу [6].

Іншим видом обезкрилення є вогневий спосіб [7]. Сутність його полягає в тому, що насіння подають у вогняний струмінь. В результаті миттєвого впливу полум'я відбувається обгорання крилаток. Вогневий спосіб є досить простим і не вимагає складних пристосувань та пристроїв для його здійснення. Однак через недоліки, що пов'язані з пожежонебезпекою, цей спосіб не знайшов широкого практичного застосування.

Механічні способи обезкрилення засновані на стиранні крилатки насіння об поверхню будь-якого робочого органу або примусовому проштовхуванні насіння з крилатками через отвори сітчастих полотен.

Для реалізації механічних способів використовуються обезкрилювачі різних конструкцій, які можна розділити на такі типи [2]:

- пневматичної дії;
- стрічкові;
- дискові;
- барабанні.

Дія пневматичних обезкрилювачів оснований на способі повітряного

лущення насіння. Цей спосіб реалізований наступним чином: швидкісний повітряний потік подається у відповідний пристрій, в якому знаходиться насіння, та переміщує його з високою швидкістю. Виникаючі при цьому сили тертя між насінням і робочими поверхнями обезкрилювача, а також між самим насінням, дозволяють відокремити від них крилатки (рис. 2) [8, 9].

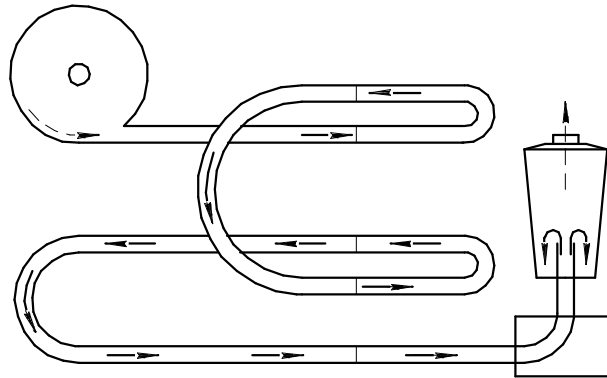


Рис. 2 – Схема обезкрилювача пневматичної дії

Для обезкрилювачів пневматичної дії характерні наступні недоліки. По-перше, в їх конструкціях відсутні пристрої призначені для регулювання подачі насіння. Це призводить до неможливості регулювання продуктивності процесу та якості обезкрилення насіння. По-друге, високі швидкості повітряного потоку, на яких ґрунтується процес пневмолушення, тягнуть за собою стирання поверхні насіння і підвищене травмування, а при невисоких швидкостях повітряного потоку обезкрилення насіння не відбувається. Окрім цього не виключена ймовірність забивання повітропроводів оброблюваним насінням, а це призводить до виходу обезкрилювачів пневматичної дії з ладу.

Обезкрилювач стрічкового типу являє собою два вала, на яких обертається стрічка. Верхня частина стрічки проходить між двома деками. Деки і стрічка виготовлені з щіткових або сітчастих елементів (рис. 3) [10].

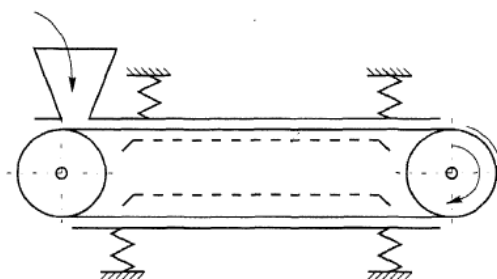


Рис. 3 – Кінематична схема обезкрилювача стрічкового типу

Обезкрилення насіння відбувається під дією щіток або шорсткої поверхні, внаслідок тертя насіння між собою, проході крізь сітчасту поверхню стрічки та нижньої деки.

Такі конструкції мають низьку якість обезкрилення насіння та недостатню ефективність. Насіння потрібно піддавати багаторазовій обробці до повного відділення від них крилаток. Крім того, вони складні та громіздкі.

Обезкрилювачі дискового типу представляють собою два робочих органа – диски, встановлені на горизонтально або вертикально розташованих валах. Швидкості обертання дисків можуть бути різними, а їх робочі поверхні виготовляються з кордних (стрічка з голчатою фурнітурою), щіткових, сітчастих або абразивних матеріалів.

Технологічний процес обезкрилення відбувається наступним чином. Насіння з крилатками подаються в простір між двома дисками, де взаємодіють з робочими поверхнями дисків. Сили тертя, що виникають при цьому, відокремлюють крилатки від насіння (рис. 4). До недоліків обезкрилювачів дискового типу відноситься сильне травмування насіння та складність їх виготовлення [10].

Обезкрилювач барабанного типу являє собою нерухомий робочий циліндр (барабан) з розташованими всередині нього робочими органами, що обертаються. Робочі органи можуть бути штифтовими або щітковими. У обезкрилювачів цього типу відділення крилаток від насіння відбувається внаслідок ударної дії робочих органів на насіння, при взаємодії насіння з робочою поверхнею барабана та сил тертя, що з'являються при цьому. Крім того, за рахунок примусового проштовхування насіння крізь отвори сітчастої поверхні барабану. Вісь обертання робочих органів можуть мати вертикальне, похиле або горизонтальне розташування, а барабан мати конічну або циліндричну форму.

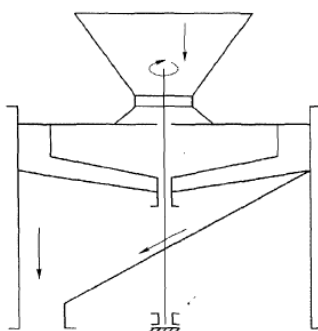


Рис. 4 – Кінематична схема обезкрилювача дискового типу

Прикладом барабанного обезкрилювача періодичної дії є обезкрилювач з ручним приводом конструкції Суворцева (рис. 5) [1].

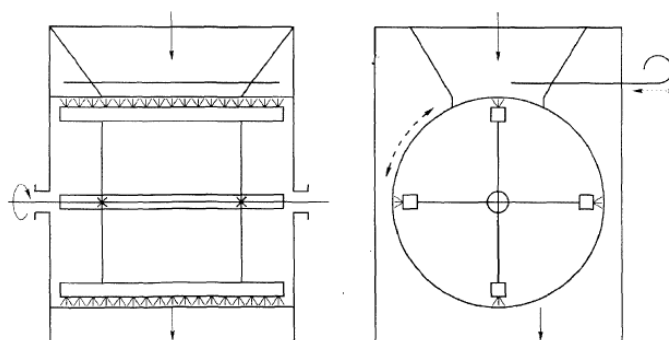


Рис. 5 – Кінематична схема обезкрилювача періодичної дії конструкції Суворцева

Обезкрилювач складається з сітчастого циліндра, щіткових робочих органів, завантажувального ковша, ємності для збору переробленої маси та ручного приводу. Обезкрилювач Суровцева працює наступним чином: з завантажувального ковша насіння з крилатками порціями поступає в барабан, в якому обертаються щітки. Щітки відокремлюють крилатки від насіння. Потім насіння з відокремленими крилатками проходячи крізь отвори сітчастої робочої поверхні, збирається в ящик. Крупне насіння та домішки, що залишаються в барабані, видаляються за допомогою повороту барабану на 180°. При продуктивності 3 кг/год та власної маси 15 кг обезкрилювач Суровцева має просту конструкцію, але застосування ручного приводу робить процес обезкрилення насіння дуже працеемним [11].

Промисловістю випускаються обезкрилювачі барабанного типу. Прикладом може слугувати обезкрилювач барабанного типу SOB (рис. 6) [12].

Слід зазначити, що загальним недоліком всіх обезкрилювачів є те, що насіння в процесі обробки від початку завантаження до моменту вивантаження піддається багатократному впливу робочих органів. Внаслідок цього різко підвищується ймовірність додаткового травмування насіння.



Рис. 6 – Обезкрилювач барабанного типу SOB

Висновок. Найбільш ефективні обезкрилювачі, що здійснюють комбінований вплив на насіння. При цьому насіння піддається стиранню, удару та протягуванню через отвір певного розміру. Це створює кращі умови для відділення крилатки від насіння і за рахунок зменшення кількості проходів крізь машину – зменшення травмування насіння.

З метою інтеграції пристрою для обезкрилення насіння хвойних порід в вібраційну насіннеочистну машину необхідно розробити нову модель обезкрилювача.

Список використаних джерел

1. Албьяков, М.М. Инструкция по обслуживанию и эксплуатации машины для очистки и сортировки семян древесных пород МОС-1 [Текст] / М.М. Албьяков, Е.В. Ершов. –Л., 1973. -13 с.
2. Свиридов, Л.Т. О классификации способов и устройств для

- обескрыливания лесных семян // Лес. журн. 1997. -№3. -С. 14-19.
3. Озорнин, В.П. Водное обескрыливание семян сосны и ели // Лес. хоз-во. 1962. -№3. -С. 78.
 4. Справочник по лесосеменному делу [Текст] /(под общей редакцией Новосельцевой А.И. - М., изд-во «Лесная промышленность», 1978.
 5. Багаев, СИ. Техника переработки и очистки семян хвойных пород // Лес. хоз-во. 1960. - № 5. - С. 54-59.
 6. Свиридов, Л.Т. Обоснование технологической схемы и параметров обескрыливающего устройства малогабаритной семяочистительной машины [Текст]: Автореф. дис.... канд. техн. наук. -Воронеж, 1982. -21 с.
 7. А.с. 79952 СССР, МКИ А 01 G 23/00. Устройство для обескрыливания семян-крылаток, например, древесных пород / Л.П. Крутиков, В.Н. Новгородцев.– Заявлено 12.11.57; Оpubл. 10.10.59, Бюл. №11.- 4 с.
 8. А.С. 371879 (СССР), МКИ (3) А01 G23/00. Обескрыливатель лесных семян Н.М. Маскаев, Б.Н. Куракин, В.К. Есипенко (СССР).; Заявл. 15.09.72; Оpubл. 24.12.73, Бюл. № 13. - 5С.
 9. А.С. 1291041 (СССР), МКИ (3) В07 В4/00. Устройство для обескрыливания и очистки лесных семян / Б.М. Скрынников, Ю.Б. Ханюков (СССР). Заяв. 22.07.85.; Оpubл. 23.02.87, Бюл.№ 7.- 4 с.
 10. Крутиков Л.П. О классификации обескрыливателей лесных семян / Тр. Сред. Аз. НИИ лесн. хоз-ва. -Ташкент. -1958. -Вып. 3. -с. 284-288.
 11. <http://stroiki-master.ru/mehanizacija-landshaftnyh-rabot>.
 12. <http://innovatech.by>.

Аннотация

АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ОБЕСКРЫЛИВАНИЯ СЕМЯН ХВОЙНЫХ ПОРОД

Лукьяненко В.М., Галич И.В.

В статье приведен анализ технических решений для обескрыливания семян хвойных пород с целью выбора наиболее оптимальной конструкции при проектировании обескрыливающего устройства вибрационной семяочистительной машины с неперфорированными рабочими органами.

Abstract

ANALYSIS OF TECHNICAL DECISIONS FOR DEWINGER OF SEED OF CONIFEROUS BREEDS

V. Lukyanenko, I. Galych

To the article the analysis of technical decisions is driven for dewinger of seed of coniferous breeds with the purpose of choice of the most optimal construction at planning of dewinger device of oscillation seed cleaning machine with the unperforated workers organs.

СУЧАСНІ СХЕМИ І КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОІЗОЛЮЮЧИХ ПІДВІСОК СИДІНЬ ОПЕРАТОРІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Лук'яненко В.М., к.т.н., доц., Жиліна О.О., ст. викл., Кісь В.М. к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Зроблений аналіз конструкцій підвісок сидінь транспортних засобів. Показано, що синтез системи віброзахисту дозволить реалізувати раціональні параметри в пасивній підвісці, конструктивно і технологічно достатньо простій і економічній.

Постановка проблеми. Проблема підресорювання сидіння в тракторах і інших самохідних машинах виникла як самостійна, оскільки підвіска остову з ряду причин (компонувальних, конструктивних, технологічних, експлуатаційних) не забезпечує при збільшених швидкостях руху машини необхідного рівня низькочастотної вібрації на робочому місці оператора. Враховуючи це, сидіння для самохідних машин і тракторів повинні бути виконані так, щоб додатково понизити дії коливань оператора, тобто мати віброзахисну підвіску, що встановлюється між джерелом вібрації (підлога кабіни) і об'єктом віброізоляції (оператор).

В порівнянні з віброізоляцією технічних об'єктів віброізоляція людини має ряд особливостей [1]. До систем віброізоляції людини пред'являють вищі вимоги по коефіцієнту віброізоляції, оскільки допустимі рівні вібрації, що діють на людину, значно нижчі за допустимі для технічних об'єктів. Критерієм ефективності віброізоляції може бути не тільки середньоквадратичне значення віброприскорення, але і різні оцінки фізіологічного і функціонального стану людини - оператора.

Результати досліджень. Найбільш поширені на самохідних машинах сидіння з пасивними підвісками, що сприймають сили і моменти, які передаються від підлоги кабіни сидінню за допомогою трьох елементів: пружного, того, що гасить і направляючого. Існують різні схеми систем пасивної віброізоляції людини, що розрізняються комбінаціями пружних і демпфувальних елементів, направляючих механізмів і механізмів перетворення руху. Найбільшого поширення набули системи віброізоляції з направляючими механізмами, які забезпечують зниження коливань у вертикальному напрямі [2].

Підвищені вимоги до віброзахисту оператора привели до розробки сучасніших і ефективніших систем віброзахисту з введенням в систему зворотних зв'язків і підводі зовнішньої енергії, тобто активних [3].

На енергонасичених колісних тракторах класу 3 кН, зокрема Т-150К і Т-150КМ, встановлюється уніфіковане сидіння водія А31.00.000 конструкції ХТЗ, що випускається серійно (рис. 1). Пасивна підвіска цього сидіння

паралелограмного типу з пружним елементом у вигляді пружини стиснення. Гасіння коливань здійснюється гідравлічним демпфером.

За наслідками досліджень, проведених на ХТЗ, застосування цих сидінь на тракторах Т-150К приводить до значного посилення коливань, що генеруються підлогою кабіни (на 20 ... 80 %) залежно від умов експлуатації і частоти дії).

При цьому рівні коливань сидіння перевищують допустимі, особливо в зоні власних частот трактора (октавна смуга 1,4 ... 2,8 Гц). З аналізу розрахункових і конструктивних параметрів підвіски виходить, що однією з основних причин цього є близькість власних частот коливань сидіння і трактора. Так, за даними ХТЗ, розрахункові значення власних частот коливань складають: тракторів Т-150К і Т-150КМ - 2,1 ... 2,8 Гц (залежно від марки трактора і умов експлуатації), сидіння А.31.00.000 - 1,55 Гц. В той же час реальні значення частоти коливань сидіння дещо вищі розрахункових і складають 1,7 ... 1,8 Гц. Це пов'язано з розсіюванням показників параметрів пружин і великою силою тертя в шарнірах підвіски.



Рис. 1 – Серійне уніфіковане сидіння водія трактора Т-150К конструкції ХТЗ

Отже, для того, щоб підвіска сидіння знижувала рівень низькочастотної вібрації, її власна частота повинна знаходитися в межах 1,2 ... 1,4 Гц. Трудність виконання цієї умови для описаної підвіски полягає в тому, що пружний елемент її має лінійну характеристику, отже, для досягнення власної частоти 1,2 Гц хід підвіски повинен досягати 0,17 м. Таке збільшення ходу затрудняє конструктивну ув'язку сидіння з кабіною, керованістю трактором і збільшує можливість травмування оператора. У зв'язку з цим в підвісці повинна бути передбачена можливість використання пружного елемента з нелінійною характеристикою.

Необхідно також відзначити, що сили сухого тертя в підвісках серійних сидінь досягають значень 100 ... 200 Н і вище, що приводить до "блокування" підвіски і, в цілому, погіршення віброзахисних властивостей сидінь.

Гідравлічний демпфер для серійного сидіння підбирався, в основному, з конструктивних міркувань і на підставі загальних рекомендацій [4].

З метою пошуку вирішення проблеми віброзахисту оператора на тракторі Т-150К були випробувані пневмогідравлічні підвіски конструкції БФ ВНДІТЕ. Пружним елементом в цих конструкціях є пневмопружина діафрагмового типу. Демпфування здійснюється гідравлічним шляхом. Проте їх установка не забезпечила зниження рівня низькочастотної вібрації на робочому місці оператора. Крім того, виготовлення таких систем вимагає більш високого рівня виробництва, ускладнення технології, що невиправдане при масовому випуску сидінь.

Одним з напрямків робіт по поліпшенню віброзахисту оператора було використання на тракторах Т-150К і Т-150КМ підресорених сидінь провідних зарубіжних фірм "Бостром" моделі " Viking" (Англія) (рис. 2) і "Граммер" (ФРН) моделі DS 85/90 (рис. 3).

Компактність обох підвісок забезпечується за рахунок використання направляючого механізму типу "ножиці". Характерною їх особливістю є наявність гумових упорів складної конфігурації, встановлених для запобігання жорстких ударів. Висока власна частота коливань (1,75 ... 2,1 Гц), малий хід (0,075 ... 0,09 м) підвіски були причиною посилення коливань цими сидіннями в зоні власних частот тракторів Т-150К та їх модифікацій.



Рис. 2 – Сидіння оператора фірми "Бостром" моделі "Viking"



Рис. 3 – Сидіння оператора фірми "Грамер" моделі DS 85/90

Однією з важливих причин низької ефективності віброзахисту шляхом підресорювання сидіння оператора є відсутність можливості пов'язати при розрахунках параметри сидіння і трактора в цілому.

Таке положення виникло через відсутність об'єктивних даних про спектральний склад і рівні коливань на вході підвіски сидіння за різних умов експлуатації трактора з урахуванням збуджуючої дії ґрунтово-дорожніх фонів.

В даний час дослідження засобів віброзахисту оператора ведуться по декількох напрямках: створення пневматичних підвісок, які дозволяють забезпечувати точне регулювання по масі водія в широких межах; пасивних систем з ускладненою структурою підвіски, які забезпечують ефективну віброізоляцію в дуже вузькому діапазоні частот; активних систем, що дозволяють значно знижувати рівень низькочастотної вібрації на робочому місці оператора, але які вимагають додаткових джерел енергії. Всі ці розробки ведуть до ускладнення конструкції, носять поки пошуковий характер і на сьогоднішній день немає достатньо надійних, простих і економічних підвісок, які можна було б впровадити у масове виробництво.

У зв'язку з підвищенням вимог до сидіння оператора, в науково-виробничому об'єднанні по тракторобудуванню (НВО НАТІ) був проведений комплекс робіт по уніфікації сидінь для тракторів, що випускалися галуззю, і сільгоспмашин та підвищенню віброзахисних властивостей сидінь. В результаті була розроблена принципова схема і запропонована конструкція уніфікованого сидіння, яке прийняте за основу при розробці нормативно-технічної

документації. У виробництво впроваджувалось уніфіковане сидіння для всіх тракторів і самохідних сільськогосподарських машин (рис. 4). Підвіска такого сидіння паралелограмного типу з пружним елементом - пружиною кручення, гаситель вібрації - гідравлічний демпфер. У цій конструкції можна реалізувати параметри, необхідні для віброізоляції оператора будь-якого типу тракторів шляхом використання в підвісці поєднання різних елементів, які впливають на рівень низькочастотної вібрації: пружин, демпфера, елементів, що змінюють величину сухого тертя. Характеристики цих елементів підбиратимуться, виходячи з конкретних умов використання даного типу машин. Такі конструкції найбільш пристосовані до умов масового виробництва, відносно прості, економічні.



Рис. 4 – Перспективне уніфіковане сидіння водія тракторів і самохідних сільськогосподарських машин

Прикладом робіт, пов'язаних з поліпшенням віброзахисних сидінь, за кордоном можуть служити нові моделі фірми "Ізрінгхаузен" (ФРН), обладнані горизонтально-демпфуючим пристроєм, пневматичною підвіскою і автоматичними регулюваннями посадочного місця [5].

У Швеції запатентовано сидіння, в якому вібрація сприймається стислим повітрям в пружних балонах з регульованим, залежно від маси водія, тиском. Ударні навантаження сприймаються газонаповненими амортизаторами.

Загалом можна відзначити тенденції зарубіжних фірм автоматизувати

регулювання по висоті, понизити власну частоту підвіски і силу сухого тертя в ній (фірми "Бремхей"(ФРН), "Вабко" (США) і ряд інших). Обов'язковою при розробці конструкції є вимога про ресурс сидіння, який повинен бути не меншим ресурсу трактора, високої надійності і безпеки вузлів сидіння, стабільності параметрів підвіски на протязі всього терміну служби.

Висновки. Синтез системи віброзахисту з використанням основних чинників, що впливають на рівень коливань (жорсткість підвіски з лінійними і нелінійними характеристиками пружних елементів, сил сухого тертя і рідинного демпфування, ходу підвіски) при обліку спектральних характеристик і рівнів коливань тракторів класу 3 кН дозволить реалізувати раціональні параметри в пасивній підвісці, конструктивно і технологічно достатньо простій і економічній.

Список використаних джерел

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля [Текст]/ Р.В. Ротенберг. -М.: Машиностроение,1972. - 300 с.
2. Вибрации в технике [Текст]: справочник.- М.: Машиностроение, 1978. Т.6, 456 с.
3. Фролов К.В. Прикладная теория виброзащитных систем [Текст]/ К.В. Фролов, Ф.А. Фурман. - М.: Машиностроение, 1980. - 297 с.
4. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей [Текст]/ А.Д. Дербаремдикер.- М.: Машиностроение, 1969. - 237 с.
5. Божко А.Е. Воспроизведение вибраций [Текст]/ А.Е. Божко. – К.: Наукова думка, 1975. - 191 с.

Аннотация

СОВРЕМЕННЫЕ СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ ПОДВЕСОК СИДЕНИЙ ОПЕРАТОРОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Лукьяненко В., Жилина Е., Кись В.

Сделан анализ конструкций подвесок сидений транспортных средств. Показано, что синтез системы виброзащиты позволит реализовать рациональные параметры в пассивной подвеске, конструктивно и технологически достаточно простой и экономичной.

Abstract

MODERN CHARTS AND CONSTRUCTIONS OF VIBROINSULATING PENDANTS OF SEATS OF OPERATORS OF TRANSPORT VEHICLES

V. Lukyanenko, O. Zhylina, V. Kys

The analysis of constructions pendants seats of transport vehicle is done. It is shown that the synthesis of the system vibrodefence will allow to realize rational parameters in a passive pendant, structurally and technologically simple enough and economical.

ТРАЄКТОРІЇ РУХУ КУЛІ В ПОВІТРЯНОМУ ПОТОЦІ МІЖ ПОХИЛИМИ ПЛОЩИНАМИ, ЩО КОЛИВАЮТЬСЯ

Завгородній О.І., д.т.н., Сіняєва О.В., асп.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

В середовищі «Mathcad» розроблена програма для побудови просторових траєкторій руху кулі в повітряному потоці між похилими площинами, що коливаються. Вона пристосована для загального випадку, коли параметри, що характеризують коливання площин та фізико-механічні властивості кулі, можуть приймати довільні значення.

Постановка проблеми. Якщо куляста частинка зернової суміші при попаданні в робочу зону між площинами (робочими органами вібропневмосепаратора) буде мати параметри (координати, швидкості, фазу руху тощо), які відповідають реально існуючому періодичному режиму, то її подальший рух можна вважати періодичним. Але забезпечити в точності ці параметри на початку руху частинок досить складно, тому виникає природне питання – наскільки швидко буде відновлюватися періодичний режим, якщо вказані параметри в деякій мірі не відповідають цьому режиму і яка частина робочого простору між площинами втрачатиметься на це відновлення? З іншого боку, періодичні режими руху супроводжуються обмеженнями на параметри, зовні яких періодичні режими взагалі не існують. В зв'язку з цим виникає необхідність розглянути довільний (неперіодичний) рух кулі, як моделі переміщення частинок суміші між робочими органами сепаратора, з виявленням її просторових траєкторій.

Аналіз існуючих досліджень. Періодичні режими руху кулі на платформі, що коливається, вивчені в роботі [1]. Вплив повітряного потоку на режими руху кулі по платформі в цій роботі не розглядалися. Найбільш близькими за змістом до цієї статті є роботи [2, 3]. Вони присвячені дослідженню періодичних режимів руху кулі у повітряному потоці між двома площинами. Розглянуто як симетричні – для вертикально розміщених площин [2], так і асиметричні – для похилих площин [3], періодичні режими руху.

Метою роботи є розробка математичної моделі руху кулі в довільному режимі під впливом повітряного потоку і вібрації похилих площин, методики побудови траєкторій руху кулі та виявлення особливостей вказаного руху на основі аналізу траєкторій.

Основні результати роботи. Принципіальна схема вібропневмосепаратора зображена на (рис.1). Робочі органи (площини) збоку мають вид прямокутних пластин однакового розміру. Положення кулі після завантаження у простір між площинами визначається з допомогою відносної системи координат $Oxyz$, нерухомо зв'язаної з площиною 1 в точці O . Видимими в

поперечному розрізі є осі Oy, Oz . Третя – невидима вісь Ox направлена від спостерігача перпендикулярно рисунку так само, як і швидкість V_n повітряного потоку між площинами. Сумісні гармонічні коливання обох площин відбуваються відносно нерухомої абсолютної системи координат $OXYZ$ вздовж вісі OY ($Y = A \sin \omega t$). На рисунку зображене нейтральне положення площин, коли системи $Oxyz$ та $OXYZ$ співпадають.

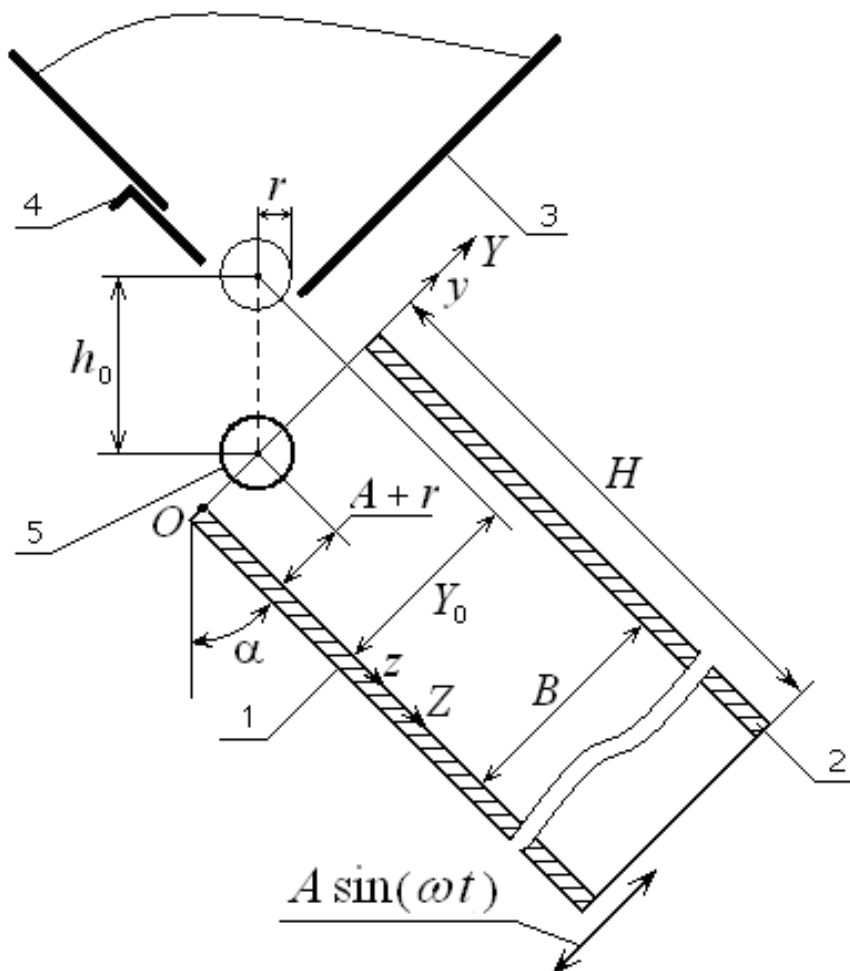


Рис. 1 – Принципіальна схема вібропневмосепаратора:

1, 2 – робочі органи сепаратора (площини); 3 – бункер зерна; 4 – заслінка; 5 – зернина в момент завантаження

Зерно неперервним потоком висипається із бункера 3 у простір між робочими органами – площинами 1, 2 сепаратора так що кожне зерно, обминаючи заслінку 4, падає на площину 1 з заданої висоти h_0 . Рух кожної зернини між площинами розпочинається після її першого співударання з площиною 1. Цей рух описується відповідними диференціальними рівняннями, записаними для центра мас зернини у відносній системі координат $Oxyz$. В момент, коли буде виконана умова $y_c = r$ або $y_c = B - r$ відбудеться наступне співударання зернини з площиною (першою або другою) – розпочнеться наступний цикл руху і т. д. (індексом “с” відмічені координати центра мас зернини) Після

деякої кількості таких співударянь рух зернин між площинами закінчиться коли її центр мас перетне нижній край площин, тобто коли $z_c = H$.

Отже, для знаходження траєкторій руху зернин необхідно мати рівняння їх удару по робочим органам та диференціальні рівняння їх польоту поза контактом з робочими органами. Використаємо для цього рівняння удару кулі об перешкоду та диференціальні рівняння руху її центра мас, приведені в роботі [2]. Рівняння удару:

$$v_x = u_x - \frac{\mu(u_x + \varpi_z r)}{1 + \mu}, \quad v_y = -R u_y, \quad v_z = u_z - \frac{\mu(u_z - \varpi_x r)}{1 + \mu}, \quad (1)$$

$$\Omega_x = \varpi_x + \frac{u_z - \varpi_x r}{r(1 + \mu)}, \quad \Omega_y = \varpi_y, \quad \Omega_z = \varpi_z - \frac{u_x + \varpi_z r}{r(1 + \mu)}, \quad (2)$$

В цих рівняннях і далі:

$\vec{u} = (u_x, u_y, u_z)$ – швидкість центра мас кулі до удару;

$\vec{U} = (U_x, U_y, U_z)$ – швидкість точки дотику до удару;

$\vec{v} = (v_x, v_y, v_z)$, $\vec{V} = (V_x, V_y, V_z)$ – те саме після удару;

$\vec{\varpi} = (\varpi_x, \varpi_y, \varpi_z)$ – кутова швидкість кулі до удару;

$\vec{\Omega} = (\Omega_x, \Omega_y, \Omega_z)$ – кутова швидкість кулі після удару;

R – коефіцієнт відновлення швидкості при ударі;

r, ρ – відповідно, радіус кулі та її радіус інерції;

$\mu = (\rho/r)^2$, при цьому для кулі: $0 < \mu < 2/3$ [4].

Слід відмітити, що рівняння (1), (2) справедливі тільки тоді, коли виконується умова:

$$f \geq \frac{\mu}{1 + \mu} \cdot \frac{\sqrt{U_x^2 + U_z^2}}{(1 + R)|u_y|}. \quad (3)$$

Цей випадок характерний тим, що спочатку відбувається ковзання точки контакту кулі з перешкодою, а потім її зупинка – частинне ковзання (ЧКЗ). Може мати місце і випадок, коли згадана точка контакту в процесі удару не зупиняється – повне ковзання (ПКЗ) [6, 7]. Він спостерігається у разі порушення умови (3). Особливістю такого випадку є те, що, на відміну від ЧКЗ, ефект удару залежатиме від коефіцієнта тертя f . Відповідні рівняння удару кулі можна теж знайти в роботі [2].

Диференціальні рівняння руху центра мас кулі:

$$\ddot{x} = -k(\dot{x} - V_n) \sqrt{(\dot{x} - V_n)^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}; \quad (4)$$

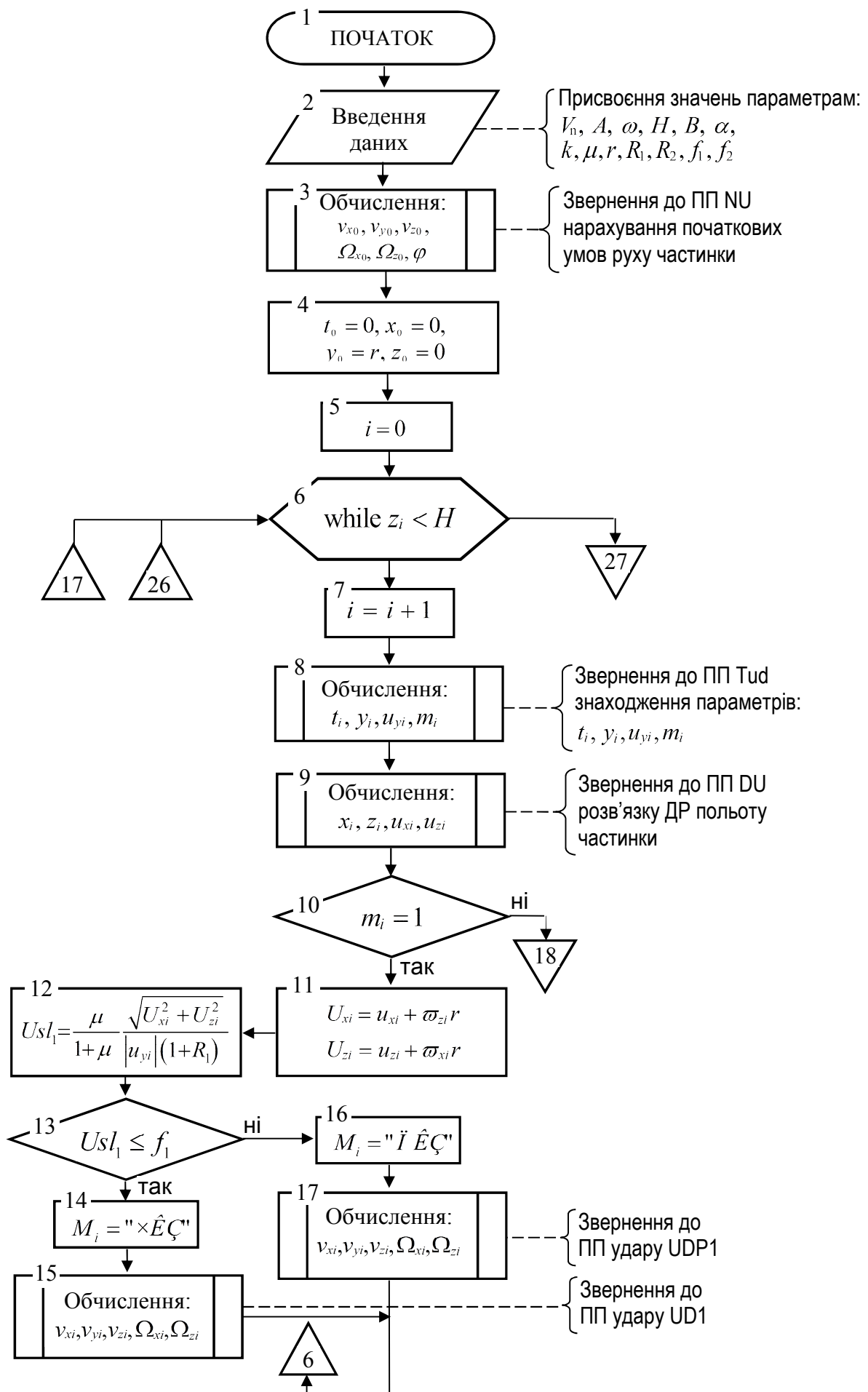
$$\ddot{y} = A\omega^2 \sin(\omega t + \varphi_1) - g \sin \alpha - k\dot{y} \sqrt{(\dot{x} - V_n)^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}; \quad (5)$$

$$\ddot{z} = g \cos \alpha - k\dot{z} \sqrt{(\dot{x} - V_n)^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}, \quad (6)$$

де: k – коефіцієнт квадратичного опору повітря;
 V_n – швидкість повітряного потоку;
 A, ω – відповідно, амплітуда і частота коливань площин;
 α – кут відхилення площин від вертикалі;
 φ_1 – фаза удару кулі об одну з площин;
 g – прискорення вільного падіння.

Для розрахунку руху частинок в довільному режимі в системі «Mathcad» на основі рівнянь (1)-(6) розроблена програма, яка складається з восьми підпрограм (ПП) та основної програми. Перші чотири ПП (UD1, UD2, UDP1, UDP2) призначені для знаходження параметрів частинки після удару об площини 1 і 2 у випадках ЧКЗ (UD1, UD2) та ПКЗ (UDP1, UDP2). П'ята ПП складена з функцій користувача і дає можливість спрощення тексту інших ПП тим, що замість вказаних рівнянь використовуються тільки звернення до них по назначеним іменам. Шоста ПП (NU) визначає початкові умови руху частинки, якими вважалися фаза φ удару та швидкості $v_{x0}, v_{y0}, v_{z0}, \Omega_{x0}, \Omega_{z0}$ після першого зіткнення частинки з площиною 1 в області завантаження. Сьома і восьма ПП призначені, відповідно, для знаходження часу польоту частинки між послідовними ударами (T_{ud}) та розв'язку диференціальних рівнянь польоту частинки (DU). Відмітимо, що послідовні удари частинки можуть відбуватися як з різними, так і з однією й тією ж площиною.

Роботу основної програми – GLAV розглянемо за її блок-схемою (рис.2). У відповідності до вимог системи «Mathcad» на початку програми (блок 1) параметрам задачі необхідно присвоїти числові значення. Це параметри налаштувань сепаратора – $V_n, A, \omega, H, B, \alpha$ та параметри, що характеризують властивості частинок – $k, \mu, r, R_1, R_2, f_1, f_2$ (блок 2). Далі приймаються початкові умови руху. Частина з них – $v_{x0}, v_{y0}, v_{z0}, \Omega_{x0}, \Omega_{z0}, \varphi$ начисляються шляхом звернення до ПП NU (блок 3). Інші приймаються з допущення, що на початковому етапі руху в робочому просторі між площинами (при $t_0 = 0$) частинка знаходилась в верхньому ближньому куті площини 1 де $x_0 = 0, y_0 = r, z_0 = 0$ (блок 4). Розрахунок здійснюється циклічно, де кожному циклу відповідає політ частинки з моменту відриву від площини (після удару) до моменту наступного зіткнення з площиною (чергового удару). Спочатку лічильнику циклів “ i ” присвоюється нульове значення (блок 5). Оскільки число циклів проходження частинкою робочої зони наперед не відомо – використовується оператор циклу “while” з умовою “ $z_i < H$ ” (блок 6). Отже, цикл буде виконуватися до тих пір поки буде справедливою вказана умова, яка означає, що вертикальна координата частинки (z_i) менша загальної висоти площин (H) і частинка продовжує рухатися в робочій зоні. Як тільки означена умова порушиться, виконання циклу припиниться і це буде означати, що частинка оминула нижній край площин і опинилася поза робочою зоною сепаратора.



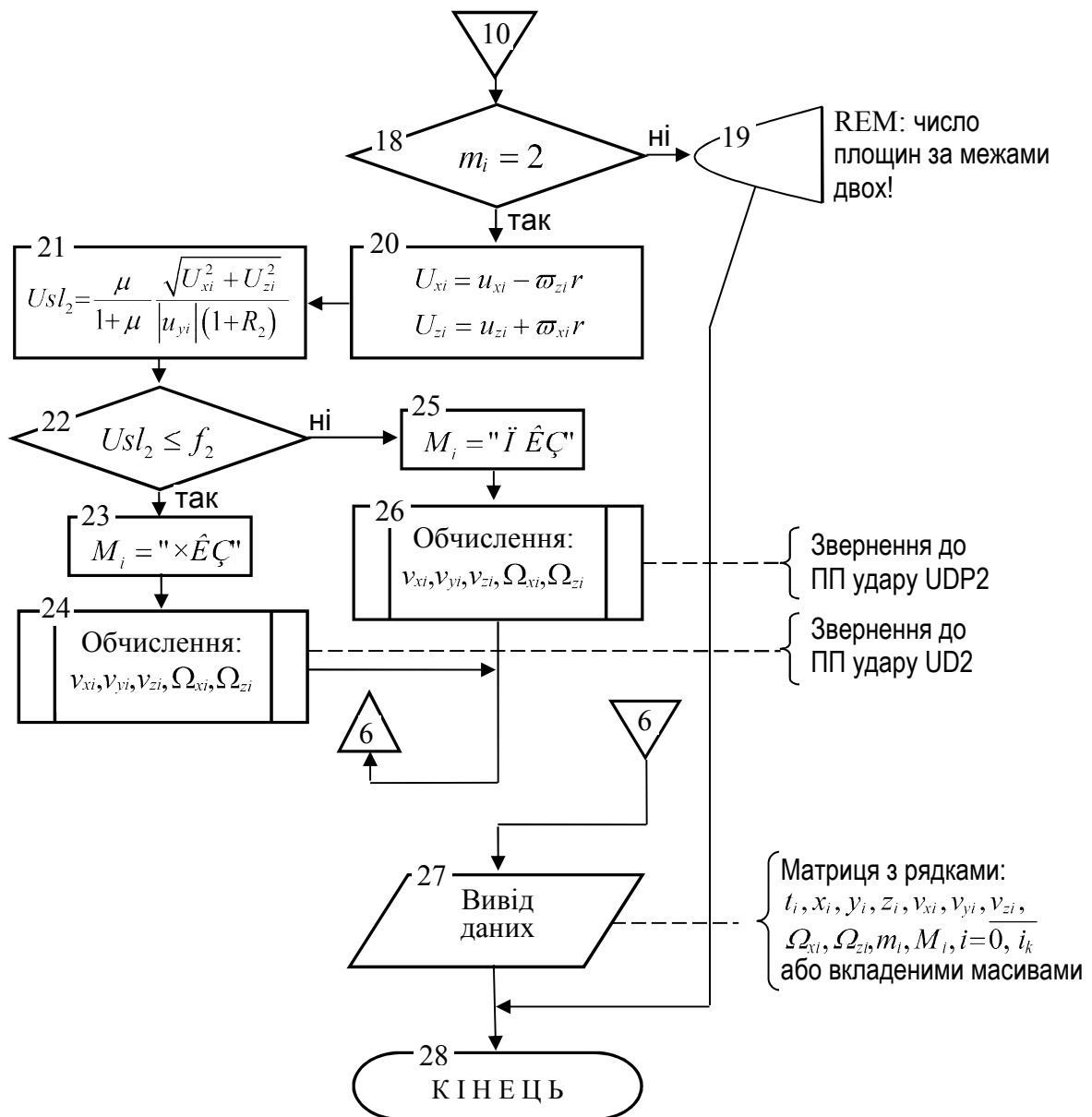


Рис. 2 – Блок-схема програми розрахунку параметрів руху частинки в неперіодичному режимі

При проходженні кожного циклу виконуються процедури обчислення тіла циклу задані блоками 7-26. Щоразу змінна циклу зростає на одиницю (блок 7). Зверненням до ПП T_{ud} обчислюється час t_i польоту частинки на i -му циклі, координата y_i та швидкість u_{yi} частинки вздовж вісі ординат перед наступним ударом, а також мітка m_i , якій надається значення 1, якщо частинка опинилася біля площини 1, і значення 2, якщо біля площини 2 (блок 8). Зверненням до ПП DU знаходяться інші координати частинки – абсциса x_i і апліката z_i , а також відповідні швидкості u_{xi} , u_{zi} частинки перед наступним ударом (блок 9). При цьому використовується значення часу t_i польоту здобуте на попередньому етапі розрахунку. В блоці 10 перевіряється умова “ $m_i=1$ ” і, якщо вона виконана, то проводиться розрахунок удару частинки об площину 1 (блоки 11-17), а якщо ні, то управління обчисленнями передається блокові 18.

В блоках 11, 12 обчислюється величина Usl_1 – права частина нерівності (3). В блоці 13 перевіряється справедливість цієї нерівності “ $Usl_1 \leq f_1$ ”. Якщо вона виконується, то має місце удар з ЧКЗ, тому мітка “ M_i ” одержує строкове значення “ЧКЗ” (блок 14), а параметри $v_{xi}, v_{yi}, v_{zi}, \Omega_{xi}, \Omega_{zi}$ частинки після удару визначаються зверненням до ПП UD1 (блок 15). Якщо ж нерівність “ $Usl_1 \leq f_1$ ” не виконана, то має місце удар з ПКЗ, тому мітка “ M_i ” одержує строкове значення “ПКЗ” (блок 16), а ті ж параметри частинки після удару визначаються зверненням до ПП UDP1 (блок 17). Після цього управління передається блоку 6.

Якщо передача управління відбулася до блоку 18, то приводяться в дію блоки 18-26, які по структурі не відрізняються від, розглянутих вище, блоків 10-17. Відмінність обчислень в блоках 18-26 полягає тільки в тому, що вони стосуються співударяння частинки не з першою, а з другою площиною.

Якщо умова “ $z_i < H$ ” (блок 6) після проходження деякого циклу виявиться невірною, то відбудеться вихід з циклу і передача управління на блок 27, в якому забезпечується вивід нарахованих даних у виді матриці з рядками $t_i, x_i, y_i, z_i, v_{xi}, v_{yi}, v_{zi}, \Omega_{xi}, \Omega_{zi}, m_i, M_i$ або матриці з вкладеними масивами. Остання використовується для побудови траєкторій центра мас кулі у просторі: кожний вкладений масив є окремою матрицею з даними переміщення кулі між двома суміжними ударами.

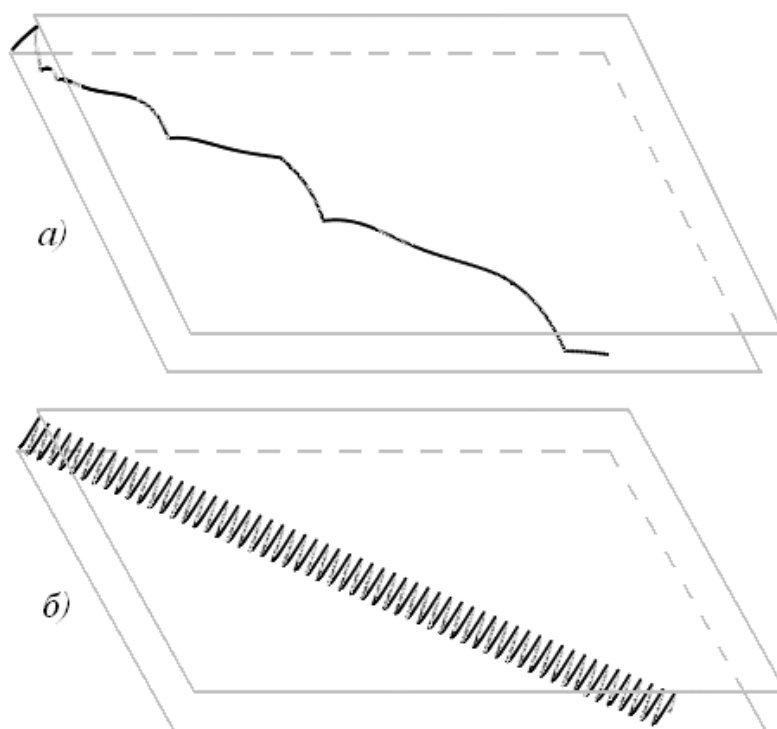


Рис. 3 – Графіки просторового руху частинки між робочими органами при:
 а) $\omega = 50c^{-1}$; б) $\omega = 150c^{-1}$;

Маючи матрицю даних “М”, траєкторію руху частинки можна задати наступними параметричними рівняннями:

$$y(t) := \sum_{i=1}^{\text{last}(M)} \left[\text{interp} \left[(M_i)^{\langle 0 \rangle}, (M_i)^{\langle 3 \rangle}, t \right] \cdot \left[\left[(M_i)^{\langle 0 \rangle} \right]_0 \leq t < \left[(M_i)^{\langle 0 \rangle} \right]_{Nc} \right] \right] \quad (7)$$

$$z(t) := \sum_{i=1}^{\text{last}(M)} \left[\text{interp} \left[(M_i)^{\langle 0 \rangle}, (M_i)^{\langle 5 \rangle}, t \right] \cdot \left[\left[(M_i)^{\langle 0 \rangle} \right]_0 \leq t < \left[(M_i)^{\langle 0 \rangle} \right]_{Nc} \right] \right]$$

В цих рівняннях $(M_i)^{\langle j \rangle}$ – j -тий стовпець вкладеної матриці “ M_i ”, $i = \overline{1, \text{last}(M)}$, $j = \overline{0, 6}$ ($\text{last}(M)$ – число рядків матриці M). Основою рівнянь є лінійна інтерполяція “ interp ” даних в стовпцях $(M_i)^{\langle 0 \rangle}$, $(M_i)^{\langle 1 \rangle}$, $(M_i)^{\langle 3 \rangle}$, $(M_i)^{\langle 5 \rangle}$, якими, відповідно, є час польоту t та координати x , y , z . Множники в виді нерівностей грають роль логічних виразів (умов), яким присвоюється значення “1”, якщо час t належить вказаному діапазону і значення “0”, якщо не належить.

На (рис.3) за результатами розрахунків побудовані графіки просторового руху кулястої частинки при наступних значеннях параметрів: $V_n = 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$; $k = 0,1 \text{ м}^{-1}$; $\alpha = 45^\circ$; $b = 0,02 \text{ м}$; $H = 0,6 \text{ м}$; $A = 0,005 \text{ м}$; $r = 0,002 \text{ м}$; $\mu = 0,4$; $R_1 = 0,7$; $R_2 = 0,6$; $f_1 = 0,5$; $f_2 = 0,6$. Частота коливань робочих органів вказана на рисунку. Для покращення візуального сприйняття графіків відстань між площинами збільшена в 4 рази.

“Плоскі” траєкторії руху частинки – в проекції на площину 1, можна одержати поворотом графіка так, щоб площина xOz співпала з площиною рисунка. Це досить просто дозволяється засобами «Mathcad».

Як бачимо, при частоті коливань $\omega = 50 \text{ с}^{-1}$ періодичний режим руху частинки не встановився. Спостерігається також її нерегулярне зіткнення з верхньою площиною (двічі за весь час переміщення між площинами). Якщо встановити частоту коливань, меншу 50 с^{-1} , то частинка буде взаємодіяти лише з нижньою площиною. При частоті коливань $\omega = 150 \text{ с}^{-1}$ періодичний режим встановився практично з місця завантаження, що не суперечить результатам досліджень, приведеним в роботі [1].

Висновки. Розроблено Mathcad-програму для дослідження руху кулі в повітряному потоці між двома площинами, що коливаються. Цю програму можна використовувати як математичну модель технологічного процесу роботи пневмовіброрепаратора зернових сумішей у випадках, коли частинки зернової суміші мають кулясту форму: ріпак, горох, просо, мак, капуста та ін. Доступними для досліджень є різні режими руху: періодичні, неперіодичні, при взаємодії частинок з двома чи з однією площиною, при наявності чи відсутності повітряного потоку тощо. Розрахунки показують, що при низьких частотах коливань площин режим руху частинок є неперіодичним, а співударяння з верхньою площиною нерегулярні або, взагалі, відсутні. Підвищення ж частоти коливань сприяє встановленню періодичного режиму руху частинок, коли період їх руху співпадає з періодом коливань площин. При цьому такий режим може встановлюватися досить швидко – після кількох співударянь частинок з робочими органами.

Список використаних джерел

1. Кобринский.А.Е., Кобринский.А.А. Виброударные системы. М.: Наука, 1973.– 592с.
2. Завгородний А.И. Движения шара в воздушном потоке между вибрирующими плоскостями / Завгородний А.И., Синяева О.В. // “Вібрації в техніці та технологіях”: Всеукраїнський науково-технічний журнал, №3(67).– Вінниця: ВНАУ, 2012.– С.20-27.
3. Завгородний А.И. Асимметричный режим движения шара в воздушном потоке между вибрирующими плоскостями / Завгородний А.И., Синяева О.В. // “Процеси та апарати харчових виробництв”: Наукові праці національного університету харчових технологій, Вип..47.– Київ, НУХТ, 2012.– С.61-67.
4. Завгородний А.И. К исследованию движения частиц округлой формы по рабочим поверхностям машин. / А.И.Завгородний, А.В.Обыхвост // “Галузеве машинобудування. Будівництво”: Зб. наук. праць ПНТУ імені Юрія Кондратюка, Вип. 3(25), Т. 1, Полтава, 2009.– С.119-125.
5. Плявниекс В.Ю. Пространственное соударение двух тел / Плявниекс В.Ю. // Вопросы динамики и прочности. – Рига: “Зинатне”, 1970, вып. №20.– С.75-88.
6. Плявниекс В.Ю. Расчет косоугольного удара о препятствие / Плявниекс В.Ю. // Вопросы динамики и прочности. - Рига: “Зинатне”, 1969, вып. №18. С.87-102.
7. Плявниекс В.Ю. Косоугольное соударение двух тел // Плявниекс В.Ю. // Вопросы динамики и прочности. – Рига: “Зинатне”, 1969, вып. №18.– С.69-82.

Аннотация

ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ШАРА В ВОЗДУШНОМ ПОТОКЕ МЕЖДУ НАКЛОННЫМИ ВИБРИРУЮЩИМИ ПЛОСКОСТЯМИ

Завгородний А., Синяева О.

В среде «Mathcad» разработана программа для построения пространственных траекторий движения шара в воздушном потоке между вибрирующими плоскостями для общего случая, когда параметры, характеризующие колебание плоскостей и физико-механические свойства шара, могут принимать произвольные значения.

Abstract

TRAJECTORIES OF MOTION OF BALL IN CURRENT OF AIR BETWEEN VIBRATING RAMPS

A. Zavgorodniy, O. Sinyaeva

In the environment of «Mathcad» the program is developed for the construction of spatial trajectories of motion of ball in the current of air between vibrating planes for a general case, when parameters, characterizing oscillation of planes and property of ball, can take on arbitrary values.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІТЧИЗНЯНИХ ТА ЗАРУБІЖНИХ КОМБАЙНІВ

Мазнєва Г.Г. к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет
сільськогосподарства імені Петра Василенка*

Досліджується система «оператор-машина» як біомеханічна система, що здійснює нелінійні вимушені коливання. Математичною моделлю є нелінійні диференціальні рівняння, розв'язання яких дало можливість оцінити параметри віброзахисної системи.

Постановка проблеми. Стрімкий розвиток сучасної сільськогосподарської техніки, збільшення її потужності, а також швидкості переміщення, направлений для підвищення продуктивності праці, породив проблеми в області охорони праці операторів. Так потужність сучасних сільськогосподарських машин і тракторів досягає 400-420 к.с., а швидкість до 70 км/год.

В результаті довгочасової дії шуму і вібрації на оператора машини з'являються різні шумові та вібраційні захворювання. Тому задача захисту оператора сільськогосподарських машин є актуальною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що проблемі пониження шуму і вібрації на робочому місці оператора мобільних сільськогосподарських машин приділяли увагу такі вчені як Розумовський М.Д., Росляков В.П., Турбін Б.І., Барастов Л.П., Дроздов В.Н., Гурко Х.О. та інші. Дослідники розглядали, сили, що передаються на робочі органи машини та на робоче місце оператора. Але питанням проходження коливань через кістково-м'язові тканини оператора, як біомеханічної системи, приділялось недостатньо уваги.

Метою статті є аналіз віброакустичних характеристик мобільних сільськогосподарських машин та теоретичні дослідження системи "оператор-машина" як біомеханічної системи, що здійснює нелінійні вимушені коливання.

Виклад основного матеріалу. Як свідчать дослідження [1,2] рівень дії вібрації на оператора сучасних сільськогосподарських машин і тракторів перевищує санітарні норми. Так, для комбайнів, як вітчизняних так і зарубіжних, таких як Дніпро-350, Дон-1500Б, Єнісей-960, Lexion-580 і інших, які використовуються в Україні при збиранні врожаю, значення звукового тиску в кабіні перевищує санітарні норми на частотах від 31,5 до 500 Гц. і коливається від 4 дБ до 19 дБ. Найбільше перевищення звукового тиску спостерігається на частотах 31,5 Гц, 125 Гц. В кабіні комбайна Єнісей-960 перевищення звукового тиску становить 19 дБ на частоті 125 Гц (рис.1). Для комбайна Дніпро-350 максимальне перевищення звукового тиску над допустимим досягає 9 дБ на частоті 31,5 Гц, а для комбайна Lexion-580 – 8 дБ

також на частоті 31,5 Гц. Результати досліджень, проведених на комбайнах Дон-Лан «Акрос» і Дон-Лан «Вектор» показують, що рівень звукового тиску перевищує допустимий рівень на частотах від 31,5 до 1000 Гц (рис.2) і (рис 3).

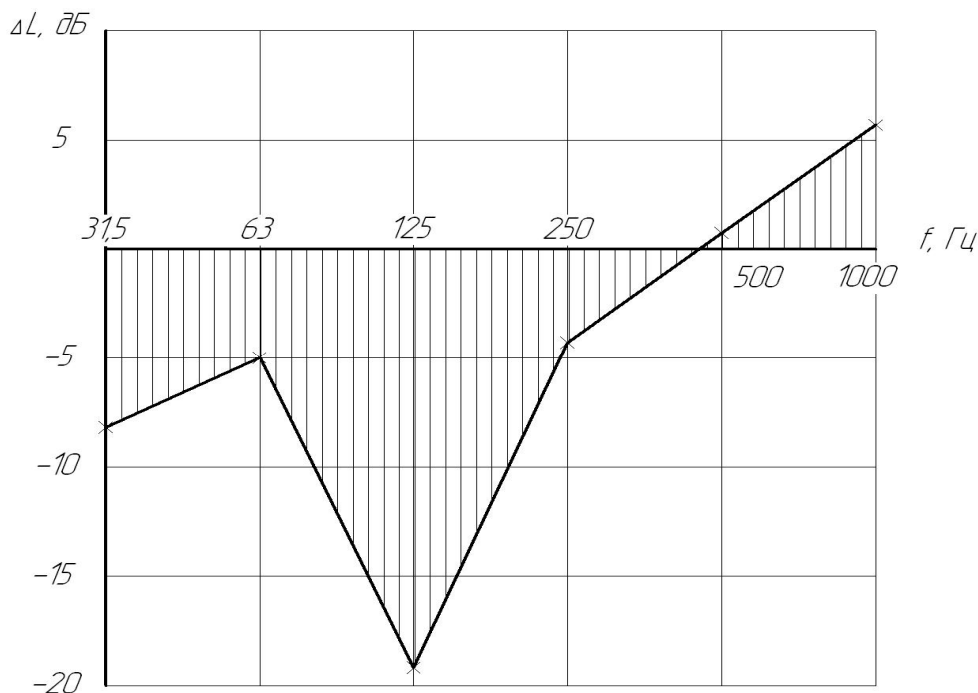


Рис.1 – Частотна характеристика перевищення рівня звукового тиску над допустимим в кабіні комбайна Єнісей-960

Це перевищення знаходиться в інтервалі від 2 дБ до 8дБ. Для комбайна Дон-Лан «Вектор» на частотах 63 Гц і 500 Гц перевищення рівня звукового тиску однакове і складає 8 дБ, що є максимальним значенням для даного комбайна. На частотах 31,5 Гц і 125 Гц перевищення становить відповідно 5 дБ і 6 дБ.

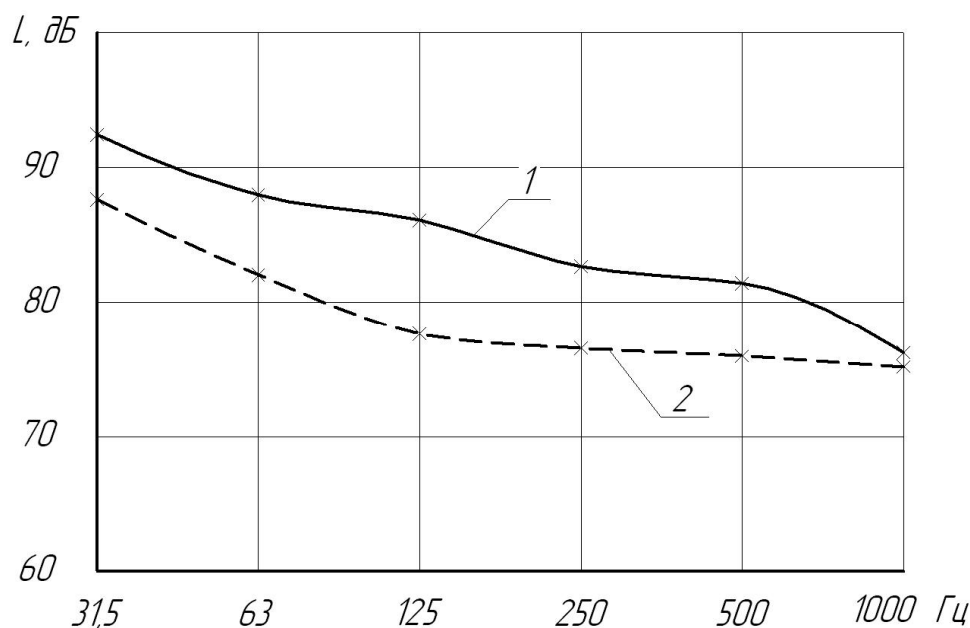


Рис. 2 – Рівень звукового тиску в кабіні комбайна Дон-Лан «Акрос» (1), допустимий рівень (2)

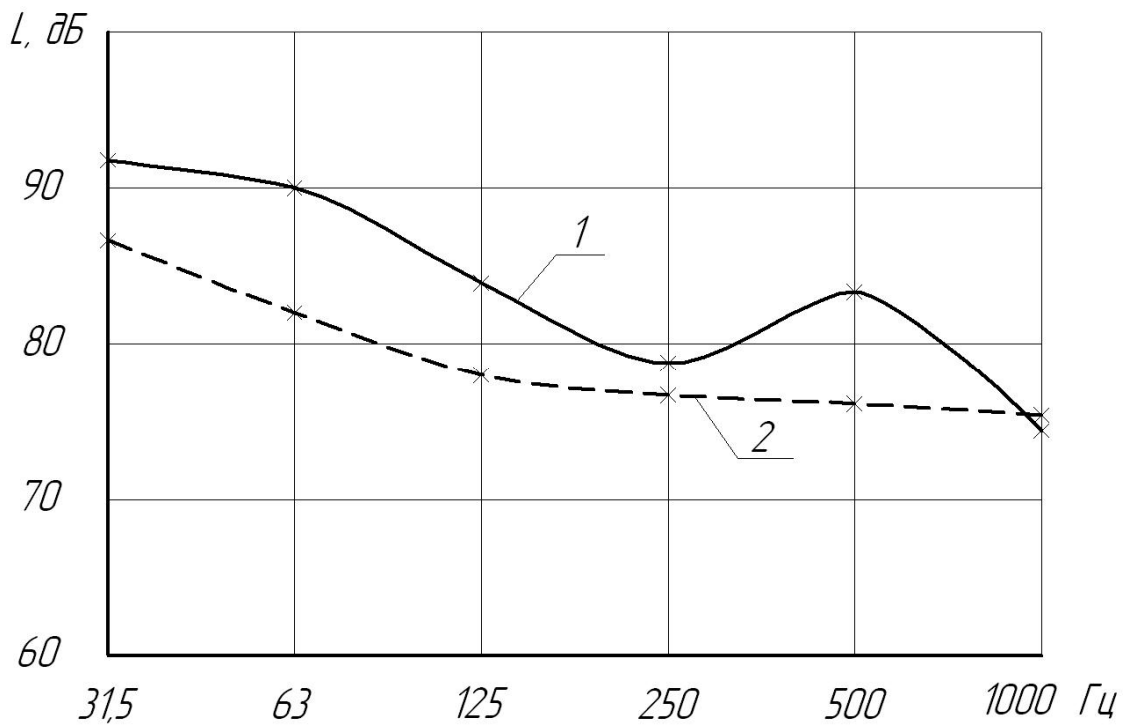


Рис. 3 – Рівень звукового тиску в кабіні комбайна Дон-Лан «Вектор» (1), допустимий рівень (2)

Якщо порівняти значення рівня звукового тиску в кабінах комбайнів Дон-Лан «Акрос» і Дон-Лан «Вектор», то можна прийти до висновку, що на частотах 63 і 500 Гц рівень звукового тиску комбайна Дон-Лан «Вектор» на 1-2 дБ вище ніж комбайна Дон-Лан «Акрос».

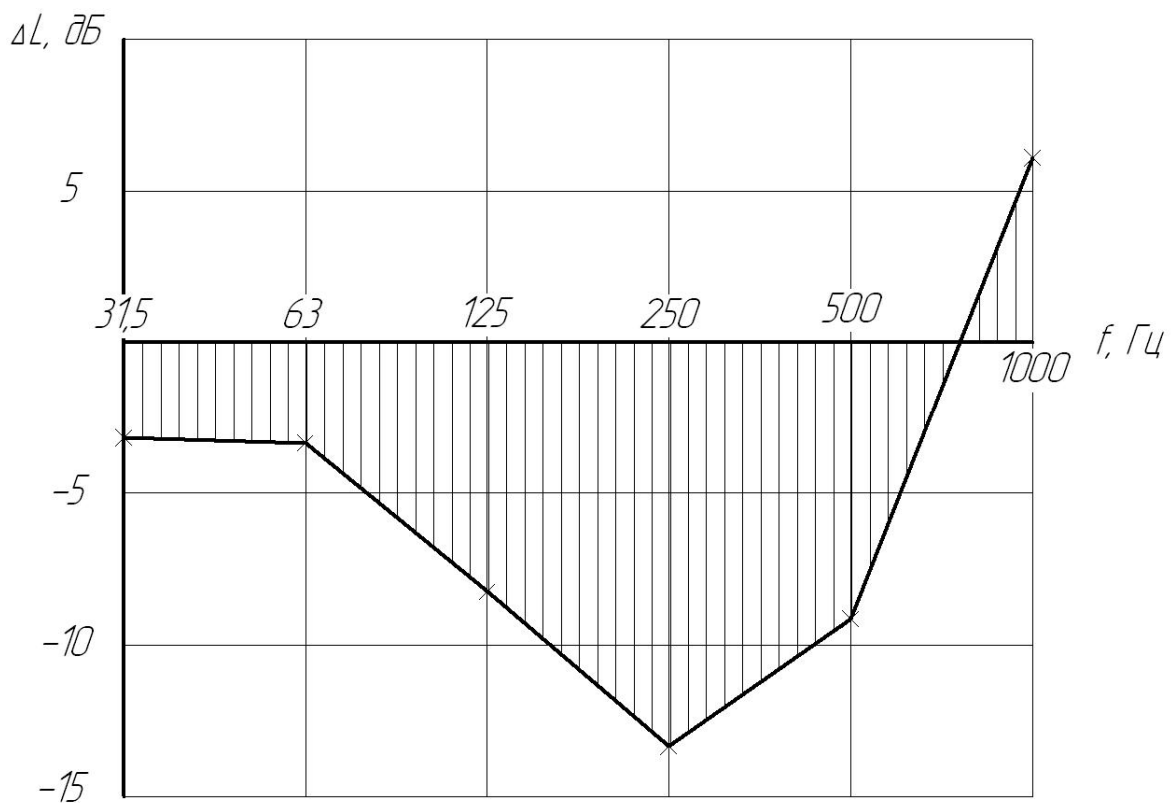


Рис. 4 – Частотна характеристика перевищення рівня звукового тиску над допустимим в кабіні комбайна Дон-1500Б

Частотні характеристики перевищення рівня звуку таких комбайнів, як Єнісей-960 (рис.1) і Дон-1500Б (рис.4) показують, що у цих комбайнів максимальне перевищення рівня звукового тиску над допустимим спостерігається на частотах 125 Гц для комбайна Єнісей-960 (19дб) і 250 Гц для комбайна Дон-1500Б (13дб.).

Отже оператор сільськогосподарської машини знаходиться під дією підвищеної звукової вібрації. Підвищення рівня звукового тиску приводить до порушення нормального функціонального та фізіологічного стану оператора, а при тривалій дії до різних захворювань. Таким чином, розробка методів розрахунку віброзахисту біомеханічної системи «оператор-машина» є актуальною задачею.

В роботі [6] розглянута нелінійна біомеханічна система, в якій такі параметри, як частота, фаза коливань є змінними і пов'язані з амплітудою коливань і рівнем віброзбудження крісла на якому знаходиться оператор. Така нелінійна система описується диференціальним рівнянням

$$x'' + \omega^2 x - \mu x^3 = a \cos pt, \quad (1)$$

де $\omega^2 = \frac{c}{m}; \mu = \sqrt{\frac{c_1}{m}}$

C, C_1 – характеристики пружних сил;

a – амплітуда вимушених коливань;

p – частота;

x – координата верхньої точки хребта оператора.

До рівняння (1) було застосовано метод послідовних наближень. Розв'язок у вигляді першого наближення має вигляд

$$x_0 = A \cos pt, \quad (2)$$

де амплітуда A знаходиться за формулою

$$A = \sqrt[3]{\frac{4a}{3\mu} (\sqrt[3]{1+B} + \sqrt[3]{1-B})} \quad (3)$$

$$B = \sqrt{\frac{1 - 16(\omega^2 - p^2)^3}{81\mu a^2}}.$$

Друге наближення розв'язку диференціального рівняння (1) має вигляд

$$x_1 = A \cos pt + \frac{\mu A^3}{36p^2} \cos 3pt, \quad (4)$$

де A визначається за формулою (3)

Продовжимо уточнювати розв'язок рівняння (1) і знайдемо третє наближення. Підставимо формулу (4) в рівняння

$$x'' = a \cos pt - \omega^2 x + \mu x^3 \quad (5)$$

в результаті одержимо

$$x_2'' = B \cos pt + C \cos 3pt + D \cos 5pt + M \cos 7pt + N \cos 9pt, \quad (6)$$

де

$$B = a - \omega^2 A + \frac{3}{4} \mu A^3 + \frac{\mu^3 A^7}{412 p^4} + \frac{\mu^2 A^5}{48 p^2};$$

$$C = -\frac{\omega^2 \mu A^3}{36 p^2} + \frac{\mu A^3}{4} + \frac{\mu^2 A^5}{24 p^2} + \frac{\mu^4 A^9}{62208 p^6};$$

$$D = \frac{\mu^2 A^5}{48 p^2} + \frac{\mu^3 A^7}{1648 p^4};$$

$$M = \frac{\mu^3 A^7}{1648 p^4};$$

$$N = \frac{\mu^4 A^9}{186624}.$$
(7)

Проінтегруємо вираз (6) по змінній t

$$x_2' = \frac{1}{p} B \sin pt + \frac{1}{3p} C \sin 3pt + \frac{1}{5p} D \sin 5pt + \frac{1}{7p} M \sin 7pt + \frac{1}{9p} N \sin 9pt + C_1$$

Стала $C_1 = 0$, так як при $t = 0$; $x_2' = 0$.

Аналогічно одержимо x_2

$$x_2 = -\frac{1}{p^2} B \cos pt - \frac{1}{9p^2} C \cos 3pt - \frac{1}{25p^2} D \cos 5pt - \frac{1}{49p^2} M \cos 7pt -$$

$$-\frac{1}{81p^2} N \cos 9pt + C_2 \quad (8)$$

Знайдемо сталу C_2 із умови $x_2(0) = A$

$$\text{Отже} \quad C_2 = A + \frac{1}{p^2} B + \frac{1}{9p^2} C + \frac{1}{25p^2} D + \frac{1}{49p^2} M + \frac{1}{81p^2} N =$$

$$= A + \frac{1}{p^2} \left(B + \frac{1}{9} C + \frac{1}{25} D + \frac{1}{49} M + \frac{1}{81} N \right) \quad (9)$$

Третій наближений розв'язок диференціального рівняння (1) має вигляд (8), де стала C_2 задається формулою (9).

Розв'язок рівняння (1) не є гармонічним коливанням, а представляє складний рух. Множники при $\cos pt$, $\cos 3pt$, $\cos 5pt$ і т.п залежать від значення параметра μ , що в диференціальному рівнянні стоїть при x^3 , який визначає нелінійність рівняння.

Розглянули вимушені, нелінійні коливання без врахування сил демпфірування.

Вібропереміщення оператора машини з урахуванням демпфірування задається диференціальним рівнянням

$$x'' + 2\beta x' + \lambda^2 x - \mu x^3 = a \cos pt, \quad (10)$$

де β – коефіцієнт демпфірування;

$$\lambda^2 = \frac{c}{m},$$

c – коефіцієнт пружності;

m – маса оператора.

Розв'язок диференціального рівняння (10) шукаємо у вигляді

$$x = A \cos pt + B \sin pt \quad (11)$$

Невідомі коефіцієнти A і B визначимо із двох рівнянь

$$\int_0^{\frac{2\pi}{p}} (x'' + 2\beta x' + \lambda^2 x - \mu x^3 - a \cos pt) \cos pt dt = 0 \quad (12)$$

$$\int_0^{\frac{2\pi}{p}} (x'' + 2\beta x' + \lambda^2 x - \mu x^3 - a \cos pt) \sin pt dt = 0$$

Рівняння (12) означають, що робота, яка виконується силами, які входять в рівняння (10) на можливому переміщенні за період $\frac{2\pi}{p}$ дорівнює нулю.

Підставимо в рівняння (12) розв'язок (11) одержимо

$$\int_0^{\frac{2\pi}{p}} [M \cos pt + N \sin pt - \mu(A^3 \cos^3 pt + 3A^2 B \cos^2 pt \sin pt + 3AB^2 \cos pt \sin^2 pt + B^3 \sin^3 pt)] \cos pt dt = 0$$

$$\int_0^{\frac{2\pi}{p}} [M \cos pt + N \sin pt - \mu(A^3 \cos^3 pt + 3A^2 B \cos^2 pt \sin pt + 3AB^2 \cos pt \sin^2 pt + B^3 \sin^3 pt)] \sin pt dt = 0 \quad (13)$$

де $M = -Ap^2 + 2\beta pB + \lambda^2 A - a$

$$N = -Bp^2 - 2\beta pA + \lambda^2 B \quad (14)$$

$$D = A^3 \cos^3 pt + 3A^2 B \cos^2 pt \sin pt + 3AB^2 \cos pt \sin^2 pt + B^3 \sin^3 pt$$

Після інтегрування (13) з урахуванням (14) маємо

$$\begin{cases} A\left(-p + \frac{\lambda^2}{p}\right) + 2pB - \frac{a}{p} + \frac{3\pi A}{4p}(A^2 + B^2) = 0 \\ -2pA + \left(-p + \frac{\lambda^2}{p}\right)B - \frac{3\mu B}{4p}(A^2 + B^2) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

В системі (15) позначимо $A^2 + B^2 = C^2$ і підставимо замість $A = C \cos \alpha$, $B = C \sin \alpha$, далі перше рівняння помножимо на $\cos \alpha$, а друге на $\sin \alpha$ і складемо їх, а потім перше рівняння системи (15) помножимо на $\sin \alpha$, а друге на $\cos \alpha$ і знайдемо їх різницю. В результаті таких перетворень прийдемо до рівнянь

$$\begin{cases} \left(-p + \frac{\lambda^2}{p}\right)C - \frac{3\mu C^3}{4p} = \frac{a}{p} \cos \alpha \\ 2\beta C - \frac{a}{p} \sin \alpha = 0 \end{cases} \quad (16)$$

В системі (16) « C » представляє собою амплітуду коливань, а α – фазовий кут. C, α – невідомі, які знаходяться із системи (16). Розв'язок рівняння (10) запишемо через C і α

$$x = C \cos(pt - \alpha) \quad (17)$$

Розглянемо частинний випадок, коли $\mu \rightarrow 0$, тоді система (16) має вигляд

$$\begin{cases} \left(\frac{\lambda^2}{p^2} - 1\right)C = \frac{a}{p^2} \cos \alpha \\ 2\beta C = \frac{a}{p} \sin \alpha \end{cases} \quad (18)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (18) відносно C і α , знайдемо амплітуду C і фазовий кут α

$$C = \frac{a}{p^2 \sqrt{\left(\frac{\lambda^2}{p^2} - 1\right)\left(1 + \frac{4\beta^2}{p^2}\right)}} \quad (19)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{2\beta}{p\left(\frac{\lambda^2}{p^2} - 1\right)} \quad (20)$$

У випадку, коли частота вимушених коливань співпадає з власною частотою, фазовий кут α приймає значення $\frac{\pi}{2}$, а амплітуда C необмежено зростає, що характерно для лінійної системи.

Висновок. Проведений аналіз шумових характеристик сучасних сільськогосподарських машин вказує на те, що в кабіні, де знаходиться

оператор, рівень звукового тиску перевищує допустимий, що негативно впливає на стан здоров'я оператора. Оператор-машина розглядається як біомеханічна система, що здійснює нелінійні вимушені коливання. Одержаний наближений розв'язок диференціального рівняння з урахуванням нелінійних пружних сил та сил тертя, дає можливість оцінити амплітуду коливань оператора і відповідно до цього застосувати віброзахисні системи.

Список використаних джерел

1. Михайлович Я. Кого турбує стан парку тракторів? / Я. Михайлович, А.Рубець // Пропозиція – 2010. – №1(175). – с.102-107.
2. Урядовий кур'єр за 10 липня 2011 року, №145.
3. Разумовский М.А. Борьба с шумом на тракторах / М.А. Разумовский – Минск.: Наука и техника, 1975.
4. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский – М.: Наука, 1996.
5. Турбин Б.И., Дроздов В.Н. Снижение вибраций и шумов в сельскохозяйственных машинах / Б.И. Турбин – М.: Машиностроение, 1976.
6. Мазнева Г.Г. Дослідження коливань біомеханічної системи в області резонансних частот / Г.Г. Мазнева // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Технічні науки. Вип. 135. – Харків, 2013 с. 414-422.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ КОМБАЙНОВ

Мазнева Г.

Исследована система «оператор-машина» как биомеханическая система, что осуществляет нелинейные колебания. Математической моделью является нелинейные дифференциальные уравнения, решение которых дало возможность оценить параметры виброзащитной системы.

Abstract

RESEARCH OF VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS NATIONAL AND FOREIGN COMBINES

G. Mazneva

Is investigated system "machine-operator" as a biomechanical system that performs nonlinear vibrations. Mathematical model is the nonlinear differential equations which decision has made it possible to estimate the parameters of vibroprotection system.

МЕТОД МОБІЛЬНОГО ВИМІРЮВАННЯ ВІБРАЦІЇ

Цаніді І.М., асист., Толстенко О.В., к.т.н., доц.

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет

У статті розглядається можливість використання мобільних комп'ютерів для вимірювання вібрації на робочому місці механізатора або оператора сільськогосподарської техніки та обладнання.

Дотримання норм охорони праці та безпеки на виробництві – умова високопродуктивної роботи. Безпека життєдіяльності робітників, які працюють на сільськогосподарській техніці включає цілий ряд заходів для запобігання травм, шкідливих наслідків інтенсивної виробничої діяльності. До таких умов дотримання безпеки життєдіяльності відносяться контроль рівня вібрації. Для постійного дотримання безпечного рівня вібрації (особливо на частотах резонансу людського тіла) необхідний постійний моніторинг умов безпечної роботи техніки та обладнання, порівняння з допустимими нормами і своєчасне усунення причин вібрації в разі їх перевищення.

Вібраційна безпека нормується відповідними стандартами, наприклад [1, 2]. Якісні та кількісні критерії та показники несприятливого впливу вібрації на людину – оператора в процесі праці встановлюються санітарними нормами, правилами та іншими нормативними документами. Відповідно до них вводяться наступні критерії оцінки несприятливого впливу вібрації:

– критерій "безпека", що забезпечує збереження здоров'я оператора, яке оцінюється за об'єктивними показниками з урахуванням ризику виникнення професійної хвороби і патологій, а також виключає можливість виникнення травмонебезпечних або аварійних ситуацій через вплив вібрації;

– критерій "границя зниження продуктивності праці", яка забезпечує підтримання нормативної продуктивності праці оператора, яка не знижується через розвиток втоми під впливом вібрації;

– критерій "комфорт", що забезпечує оператору відчуття комфортності умов праці при повній відсутності дії вібрації.

Вібрації в діапазоні частот резонансу людського тіла (2-45 Гц), що виникають в результаті роботи сільськогосподарської техніки та обладнання, можуть досягати значень прискорення 1g, що призводить до зниження працездатності та продуктивної роботи.

Норму вібраційного навантаження на оператора за спектральними і корегованими за частотою значеннями контрольованого параметра ($U(t)$) при тривалості впливу вібрації менше 8 год. (480 хв.) визначають за формулою:

$$U_t = U_{480}(480/t)^{1/2} \quad (1)$$

де U_t – параметр загального навантаження, m/c^2 ;
 U_{480} – норма вібраційного навантаження за 480 хв.;
 t – час вібрації.

При $t < 30$ хв. в якості норми приймають значення, розраховане для $t = 30$ хв. Значення фактичної вібрації вимірюється за допомогою датчика – акселерометра, встановленого на робочому місці механізатора або оператора сільськогосподарського устаткування.

Акселерометр – являє собою вимірювальний елемент, який показує гравітаційне прискорення. Одиниця вимірювання акселерометра $1g = 9,81 \text{ м/с}^2$. Акселерометр може фіксувати вібрації, зміну положення, рух об'єкту і т.д. Як правило, акселерометр представляє собою чутливу масу, закріплену в пружному підвісі. Відхилення маси від її первинного положення при наявності уявного прискорення несе інформацію про величину цього прискорення.

За конструктивним виконанням акселерометри поділяються на однокомпонентні, двокомпонентні, трикомпонентні. Відповідно, вони дозволяють вимірювати прискорення уздовж однієї, двох і трьох осей.

Деякі акселерометри також мають вбудовані системи збору та обробки даних. Це дозволяє створювати завершену систему для вимірювання прискорення і вібрації з усіма необхідними елементами.

Існує декілька видів акселерометрів, що відрізняються за чутливим елементом і принципом дії.

Ємнісний акселерометр фіксує зміни в електроємності відносно прискорення. Акселерометр відчуває зміну електроємності між статичним і динамічним станами.

Принцип дії п'єзоелектричного акселерометра заснований на використанні п'єзоелектричного ефекту кристалів. Вплив тиску, як і прискорення, створює електричний сигнал.

П'єзорезистивний акселерометр (тензометричний акселерометр) вимірює електричний опір матеріалу при доданому механічному тиску.

Акселерометр з ефектом Холла вимірює зміну напруги, що походить від змін в магнітному полі навколо датчика.

Магніторезистивний акселерометр працює, фіксуючи зміни опору в магнітному полі. Структура і функція подібна акселерометру з ефектом Холла за винятком того, що замість вимірювання напруги, магніторезистивний акселерометр вимірює опір.

Акселерометр теплопередачі вимірює внутрішні зміни в теплопередачі, що залежать від прискорення.

Для забезпечення мобільності, безперервного контролю вібрації на робочому місці не обов'язково застосування спеціального вимірювального обладнання. В якості універсальної вимірювальної апаратури може використовуватися будь-який портативний пристрій (смартфон, планшетний комп'ютер, ноутбук) під управлінням операційної системи і які мають в конструкції акселерометри. У таких пристроях акселерометри використовуються для зміни режиму роботи екрану від просторового положення пристрою, для управління додатками операційної системи і виконують захисну функцію.

Максимальне значення прискорення задається виробниками цифрової техніки на рівні не менше $2g$. З урахуванням що перевищення норм вібрації,

шкідливі для здоров'я людини починаються з рівня віброприскорень $1g$, можна припустити, що верхня межа прискорення $2g$ буде достатньою.

Для використання акселерометра необхідно спеціальне програмне забезпечення [3, 4]. Основне завдання програмного забезпечення, у разі вимірювання вібрації просторовий опис процесу і запис результатів у файл. Використовуючи мобільні пристрої з акселерометрами і відповідні спеціальні програми можна визначати рівні вібраційних прискорень на робочому місці, реєструвати локальні вібрації на елементах управління і вузлах машин і устаткування.

Отримана інформація може дати в першому наближенні результати за рівнем вібрації сільськогосподарської техніки, обладнання, робочого місця механізатора або оператора, для проведення статистичних вимірів і досліджень, в яких більш точні результати можна отримати з використання спеціального обладнання для вимірювання вібрації.

Переваги запропонованого методу вимірювання вібрації для сільськогосподарської техніки та обладнання – портативність, мобільність, обмін інформацією по бездротовому зв'язку, використання декількох вимірювань одночасно (прискорення, освітлення, температура, шум, фізичний стан механізатора або оператора), визначення місця розташування за допомогою навігаційних систем (GPS, ГЛОНАСС), робота з великими обсягами накопиченої інформації, моніторинг в режимі online.

Список використаних джерел

1. ДСТУ 2300-93 Вібрація. Терміни та визначення.
2. ДСТУ 12.1.012:2008 ССБТ. Вібраційна безпека. Загальні вимоги.
3. Інтернет ресурс <https://play.google.com>.
4. Інтернет ресурс <https://itunes.apple.com>.

Аннотація

МЕТОД МОБИЛЬНОГО ИЗМЕРЕНИЯ ВИБРАЦИИ

Цаниди И., Толстенко А.

В статье рассматриваются возможность использования мобильных компьютеров для измерения вибрации на рабочем месте механизатора или оператора сельскохозяйственной техники и оборудования.

Abstract

THE METHOD MOBILE MEASUREMENTS OF VIBRATION

I. Tsanidi, A. Tolstenko

This paper considers the possibility of to use mobile computers for measurements for vibrations.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ВЕНТИЛИРОВАНИЯ ПЛОДОВ И ОВОЩЕЙ В ПЛОТНОМ СЛОЕ

Котов Б.И., д.т.н., проф., Грищенко В.А., ассист.

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

В статье исследовано математическую модель процессов тепломассопереноса в плотном слое плодов и овощей при принудительном вентилировании.

Введение. Создание благоприятных условий, вызывающих у плодов и овощей стойкость к физиологическим заболеваниям, воздействию на них микроорганизмов и патогенной микрофлоры, является основным условием сохранности качества продукции и соответственно, задачей успешного хранения на протяжении длительного периода.

Сохранность плодоовощной продукции обеспечивается замедлением процессов жизнедеятельности в период хранения, основным из которых является процесс дыхания. С дыханием связаны процессы, которые протекают в плодах: превращение и расход углеводов, выделение и потеря воды, физиологические и инфекционные болезни, удушье. Ослабление интенсивности дыхания приводит к уменьшению потерь сочного растительного сырья при хранении.

Поскольку зависимость интенсивности дыхания от температуры среды имеет степенной характер, то радикальным способом уменьшения метаболических процессов при хранении плодоовощной продукции является холодильная обработка – охлаждение продукции перед длительным хранением и поддержание температуры среды хранения на уровне $-2^{\circ}\text{C} \dots +4^{\circ}\text{C}$.

Оптимальный температурный режим в насыпи сочного растительного сырья при его охлаждении и хранении можно обеспечить путем принудительного продувания насыпи воздухом, температура которого ниже продукта, то есть способом активного вентилирования.

Однако рекомендуемые режимы [1, 3] носят противоречивый характер: так параметры вентилируемого воздуха определяются без учета нестационарности режима охлаждения, температура продукта усредняется по времени и высоте штабеля, не учитывается влияние массообмена на теплообмен. В достаточно сложной модели тепломассопереноса [4], учитывающей эффективную теплопроводность через элементы слоя, не показано изменение массы материала и внутренней теплопроводности самого плода. Кроме того коэффициенты массообмена и теплообмена не зависят от скорости фильтрации воздуха. Численные методы моделирования с использованием компьютерных технологий, предполагают параметрическую идентификацию математической модели по данным натурных экспериментов,

что позволяет адекватно описать переходные процессы при охлаждении продукции в продуваемом штабеле и выбрать соответствующую стратегию управления инженерным оборудованием плодоовощехранилищ с машинной системой охлаждения.

В связи с этим, целью данного исследования является усовершенствование математической модели динамики процессов охлаждения сочных растительных продуктов при активной вентиляции штабеля, ее параметрическая идентификация и реализация в компьютерной среде MatLab/Simulink.

Результаты и обсуждение. Физическая модель процесса. Рассматривается прямоугольный штабель (параллелепипед, заполненный дисперсным материалом, элементы которого характеризуются эквивалентным диаметром $d_e = 2R$, слой материала характеризуется порозностью ε). Боковые поверхности штабеля гидро и теплоизолированы, что дает возможность рассматривать объект моделирования как одномерный. Воздух, температура которого ниже температуры элементов продукта движется в одном направлении: снизу вверх. Источники тепло- и влаговыделений равномерно расположены по высоте и линейно зависят от температуры. Теплообмен между элементами продукта и продуваемым воздухом учитывается коэффициентом теплообмена и массообмена. При этом внутренняя теплопередача элемента радиусом R учитывается суммарным коэффициентом теплопередачи (Китаев, 1966):

$$k_f = \left(\frac{1}{\alpha_f} + \frac{1}{S} \frac{R}{\lambda} \right), \quad (1)$$

где α_f – коэффициент теплопередачи к воздуху, Вт/(м²·°С);

λ – коэффициент теплопроводности материала продукта.

Движущейся силой межфазного массообмена принята разность массовых концентраций (влагосодержаний) воздуха в пограничном (поверхностном) слое и в объеме слоя. Далее сделаны следующие общепринятые допущения: теплофизические параметры и коэффициенты тепло- и массообмена постоянны.

В соответствии с физической моделью, принятых допущениях и отсутствии потерь во внешнюю среду динамика процессов тепло- и массообмена при охлаждении плодов в плотном неподвижном слое описывается следующей системой уравнений в частных производных:

$$\begin{aligned} m_{np} c_{np} \frac{\partial \theta_{np}}{\partial \tau} &= q_{np}(\theta_{np}) - \alpha f(\theta_{np} - t) - \beta_d f \varepsilon_i r (d_n''(\theta_{np}) - d_v), \\ m_v c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} + G_v c_p H \frac{\partial t}{\partial x} &= \alpha f(\theta_{np} - t), \\ m_v \frac{\partial d_v}{\partial \tau} + G_v H \frac{\partial d_v}{\partial x} &= \beta_d f \varepsilon_i (d_n''(\theta_{np}) - d_v), \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{\partial m_{np}}{\partial \tau} = m_v \frac{\partial d_v}{\partial \tau} + G_v H \frac{\partial d_v}{\partial x},$$

$$d_n''(\theta_{np}) = a\theta_{np} + c; \quad a = 0.333, \quad c = 3.75$$

$$q_{np}(\theta_{np}) = a_1\theta_{np} + b_1.$$

Решение системы дифференциальных уравнений в частных производных связано с известными математическими трудностями, для преодоления которых используют различные методы численного анализа.

Используя понятие элементарного слоя (температура и влагосодержание продукта в элементарном слое постоянны по высоте и не зависят от их положения в слое) и, заменяя систему (2) ячеистой моделью можно определить динамические характеристики объекта с распределенными параметрами применяя компьютерную среду MatLab.

Для описания процессов в элементарном слое представим уравнения системы (2) в виде двух тройных равенств:

$$c_p G_v (t_2 - t_1) = m_{np0} \left[\frac{d\theta_{np}}{d\tau} c_{np} + r \frac{du}{d\tau} + q_{np}(\theta_{np}) \right] = \alpha F \Delta T, \quad (3)$$

$$G_v (d_2 - d_1) = -m_{np0} \frac{du}{d\tau} = \beta_d f \varepsilon_i \Delta d. \quad (4)$$

В исследуемом случае, когда θ_{np} и u , по высоте слоя продукта постоянные, формулы для ΔT и Δd принимают вид:

$$\Delta T = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{\theta - t_1}{\theta - t_2}} \quad \text{и} \quad \Delta d = \frac{d_2 - d_1}{\ln \frac{d_n - d_1}{d_n - d_2}}. \quad (5)$$

Подставляя значения ΔT и Δd в первую и третью части равенств (3) и (4) получим:

$$c_p G_v (t_2 - t_1) = \alpha F \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{\theta - t_1}{\theta - t_2}}, \quad (6)$$

$$G_v (d_2 - d_1) = \beta_d f \varepsilon_i \frac{d_2 - d_1}{\ln \frac{d_n - d_1}{d_n - d_2}}. \quad (7)$$

Для исключения неизвестных величин t_2 и d_2 в уравнения (3) и (4) введем коэффициенты нагрева η_t (по аналогии с коэффициентом охлаждения) и увлажнения воздуха η_d :

$$\eta_t = \frac{t_2 - t_1}{\theta - t_1}, \quad \eta_d = \frac{d_2 - d_1}{d_n - d_1}. \quad (8)$$

Значение величин этих коэффициентов определяем решением уравнений (6) и (7):

$$\eta_t = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha f}{G_v c_p}\right), \quad \eta_d = 1 - \exp\left(-\frac{\beta f \varepsilon_i}{G_v}\right). \quad (9)$$

Уравнения баланса теплоты и массы для элементарного слоя дисперсного материала продуваемого воздухом при использовании коэффициентов η_t и η_d принимают вид:

$$G_v c_p \eta_t (t_1 - \theta) = m_{np} c_{np} \frac{d\theta_{np}}{d\tau} + m_{np} (a_1 \theta_{np} + c_1) + \beta_d f \varepsilon_i r (a_1 \theta_{np} + c_1 - d), \quad (10)$$

$$G_v \eta_d (a_1 \theta_{np} + c_1 - d) = m_v \frac{dd}{d\tau} \approx -\frac{dm_{np}}{d\tau}, \quad (11)$$

$$d = 0,5(d_1 + d_2).$$

Представим штабель продукции ячеистой моделью из n - элементарных слоев массой m_{npi} и высотой h_i (рис. 1) процессы тепло- и массообмена в которых описываются уравнениями (10) и (11).

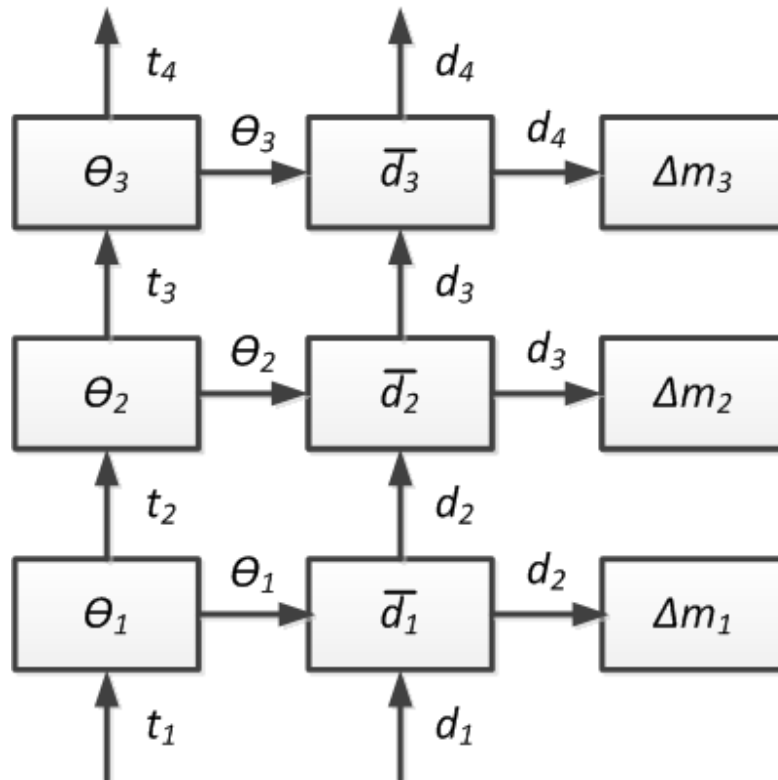


Рис. 1 – Схема ячеистой модели вентилируемого слоя дисперсного материала

В соответствии с представленной схемой (рис. 1) и уравнениями элементарного слоя представим математическую модель в виде системы уравнений:

$$\begin{aligned}
\frac{d\theta_1}{d\tau} &= -A\theta_1 - Pt_1 + B\bar{d}_1 - D; & t_1 &= const, \\
\frac{d\theta_2}{d\tau} &= -A\theta_2 - Pt_2 + B\bar{d}_2 - D; \\
t_2 &= t_1(1-\eta_t) + \eta_t\theta_1; & d_2 &= d_1(1-\eta_d) + \eta_d(a\theta_1 + c - \bar{d}_1); & \bar{d}_2 &= 0.5(d_1 + d_2); \\
\frac{d\theta_3}{d\tau} &= -A\theta_3 - Pt_3 + B\bar{d}_3 - D; \\
t_3 &= t_2(1-\eta_t) + \eta_t\theta_2; & d_3 &= d_2(1-\eta_d) + \eta_d(a\theta_2 + c - \bar{d}_2); & \bar{d}_3 &= 0.5(d_1 + d_2); \\
&\dots \\
\frac{d\theta_n}{d\tau} &= -A\theta_n - Pt_n + B\bar{d}_n - D; & & & & (12) \\
t_n &= t_{n-1}(1-\eta_t) + \eta_t\theta_{n-1}; & d_n &= d_{n-1}(1-\eta_d) + \eta_d(a\theta_{n-1} + c - \bar{d}_{n-1}); & \bar{d}_n &= 0.5(d_1 + d_2); \\
\frac{dm_{np1}}{d\tau} &= \eta_d G(a\theta_1 + c - \bar{d}_1); \\
&\dots \\
\frac{dm_{npn}}{d\tau} &= \eta_d G(a\theta_n + c - \bar{d}_n).
\end{aligned}$$

В уравнениях (12) обозначено:

$$A = \frac{G_v c_p \eta_t + \beta f \varepsilon_i r a}{m_{np} c_{np}}; \quad P = \frac{G_v c_p \eta_t}{m_{np} c_{np}}; \quad B = \frac{\beta f \varepsilon_i r}{m_{np} c_{np}}; \quad D = \frac{c_1}{c_{np}} + \frac{\beta f \varepsilon_i r}{m_{np} c_{np}} c.$$

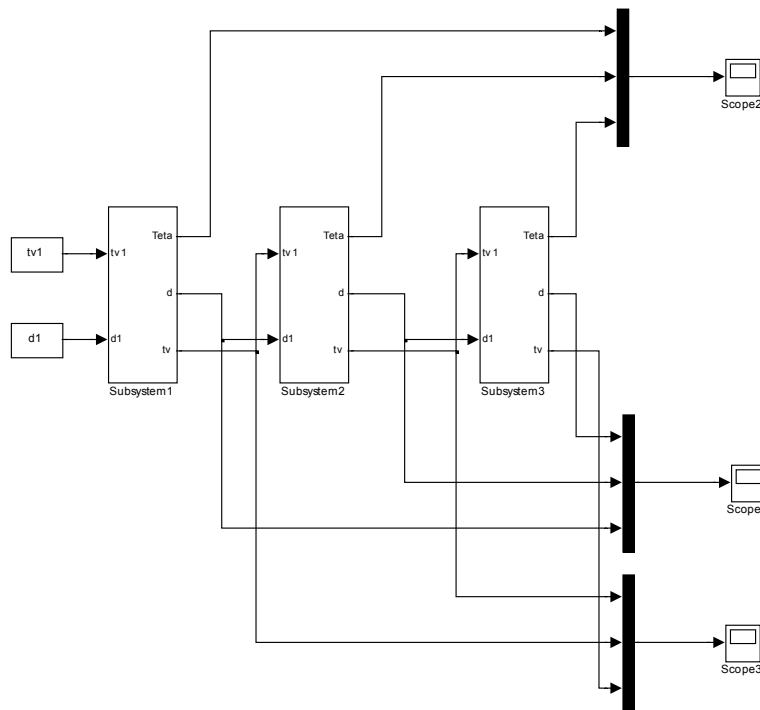


Рис. 2 – Имитационная модель вентилируемого слоя дисперсного материала (пакет Simulink/MatLab)

На основе математического описания (12) и схемы процесса разработана имитационная модель (пакет Simulink/MatLab) в виде функциональных блоков (рис. 2). Результаты симуляции имитационной модели представлено на рис. 3.

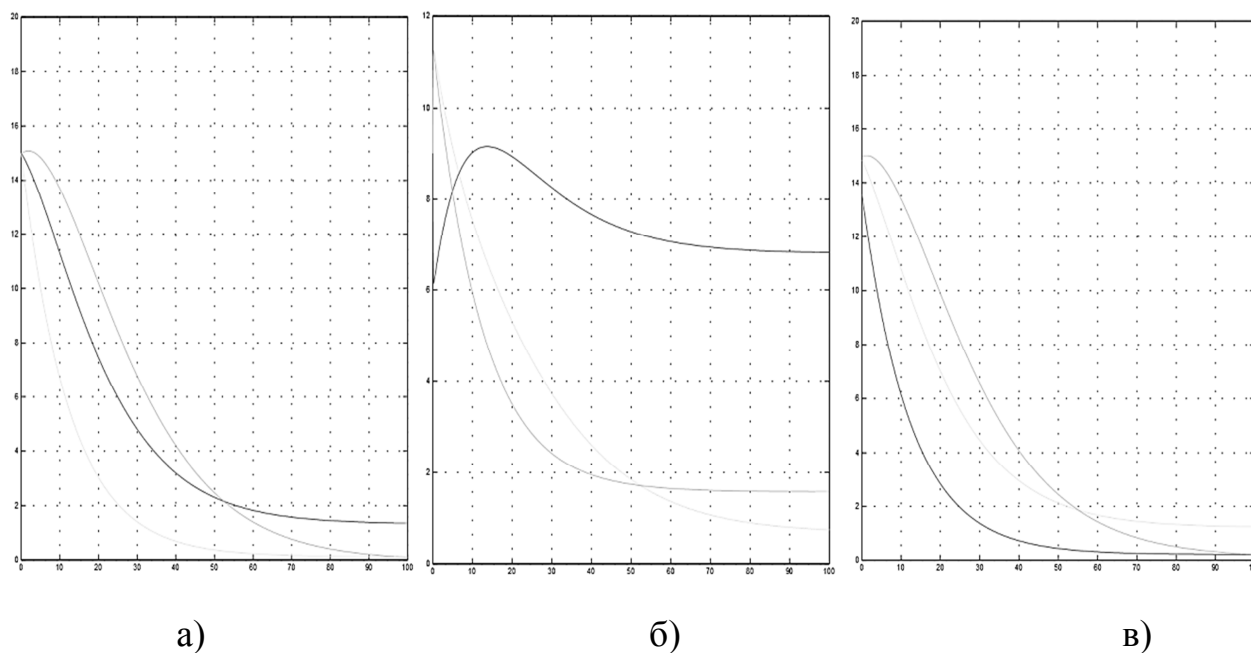


Рис. 3 – Результаты симуляции имитационной модели:
а) температура яблок; б) влагосодержание воздуха; в) температура воздуха

Выводы

1. Разработана математическая модель динамических режимов вентилируемой насыпи плодоовощной продукции как объекта с распределенными параметрами.

2. Полученную имитационную модель можно использовать для синтеза системы автоматического управления температурно-влажностными режимами хранения плодоовощной продукции.

Список использованных источников

1. Бедин Ф.П., Белан Е.Ф., Чумак Н.И. Технология хранения растительного сырья. Физиологические, теплофизические и транспортные свойства. - Одесса: Астропринт, 2002. – 306 с.
2. Бодров В.И. Хранение картофеля и овощей. - Горький: Волго-Вятское изд.-во, 1985. - 224 с.
3. Волкинд И.Л. Промышленная технология хранения картофеля, овощей и плодов. - М.: Агропромиздат, 1989 - 239 с.
4. Берман М.И., Календерьян В.А. Тепломассоперенос в плотном продуваемом слое плодов и овощей // Инж. физ. Журнал. – 1986 - №2. – С. 266-272.
5. Чумак И. Г., Чепурненко В. П., Чуклин С. Г. Холодильные установки /2-е изд. перераб. и доп. -М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. - 349 с.

Анотація

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ ПРИМУСОВОГО ВЕНТИЛЮВАННЯ ПЛОДІВ І ОВОЧІВ У ЩІЛЬНОМУ ШАРІ

Котов Б., Грищенко В.

У статті досліджено математичну модель процесів тепломасопереносу в щільному шарі плодів і овочів при примусовому вентиляванні.

Abstract

MATHEMATICAL MODELING OF DYNAMIC REGIMES OF FORCED VENTILATION OF FRUITS AND VEGETABLES IN THE DENSE LAYER

B. Kotov, V. Gryshenko

In the article the mathematical model of heat and mass transfer processes in a dense layer of fruits and vegetables with forced ventilation.

УДК 631.365.22

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ МІКРОНІЗАЦІЇ ЗЕРНА ПРИ ЗМІНІ ПОТУЖНОСТІ ВИПРОМІНЮВАЧІВ ЗА КООРДИНАТОЮ

Котов Б.І., д.т.н., проф., Калініченко Р.А., к.т.н., доц., Кифяк В.В., пошукач
Національний університет біоресурсів і природокористування України

Наведено математичний опис динаміки нагріву зерна ІЧ-опромінюванням при змінній в напрямку руху потужності нагрівачів.

Вступ. Поживна цінність зернової частини комбікормів в значний мірі залежить від якості попередньої підготовки. Особливе місце в новітніх технологіях обробки зерна належить інфрачервоному опроміненню (ІЧВ). Одним із перспективних способів обробки є мікронізація – нагрівання зерна інтенсивним потоком ІЧ-випромінювання. В результаті мікронізації підвищується поживність корму, відбувається інактивація грибної та бактерицидної мікрофлори зерна, знижується потреба в кормах. Але підвищені енергозатрати стримують впровадження цього методу в господарствах.

Для зниження енергоємності процесу застосовують наближене розташування випромінювачів до поверхні шару зерна, що зумовлює небезпеку перегріву і навіть підгоряння частини зернівок. Для виключення можливості перегріву зерноматеріалу необхідно стабілізувати температуру зерна на крайовому рівні на протязі всього часу обробки. Однак без чітко сформульованої математичної моделі кількісно оцінити ефективність цього заходу проблематично.

Аналізом останніх досліджень [1-3] встановлена висока ефективність термічної обробки зерна ГЧ-випромінюванням, але існуючі математичні моделі відображають процес нагріву матеріалу в періодичному режимі при постійній потужності випромінювача [3]. Режими обробки зерна визначені експериментально також відтворюють процес при незмінній потужності нагрівача [4].

Метою роботи є математичний опис та встановлення закономірностей нагріву зерна при змінній в напрямку руху матеріалу потужності нагрівачів.

Методи досліджень. Специфіка роботи визначає використання аналітичного методу досліджень з наступною експериментальною перевіркою отриманих результатів.

Результати досліджень. Математичний опис одномірного перехідного процесу нагріву зерна ГЧ-випромінюванням в рухомому шарі розроблено на основі рівнянь матеріального балансу при наступних загальноприйнятих припущеннях: теплофізичні параметри і коефіцієнти тепловіддачі від температури не залежать, в часі не змінюються і дорівнюють середнім значенням за процес; нагрів зерна безградієнтний; ефекти прямого і зворотнього випромінювання враховуються в коефіцієнтах теплопередачі, потужність тепловиділень змінюється тільки за довжиною в напрямку руху; температура повітря в камері стабілізується засобами автоматики; затрати теплоти на випромінювання вологи враховуються критерієм Ребіндера. Передача теплоти випаровування враховується лінеаризованим коефіцієнтом теплообміну [4].

Для задачі, що розглядається з урахуванням зроблених припущень справедливі диференціальні рівняння:

$$m_w c_w \frac{\partial \Theta_w}{\partial \tau} = \alpha_{p1} F_w (\Theta_z - \Theta_w) + \alpha_{p2} F_w (\Theta_e - \Theta_w) - \alpha_{pr1} F_w (\Theta_w - t_v) + P_n, \quad (1)$$

$$m_e c_e \frac{\partial \Theta_e}{\partial \tau} = \alpha_{p2} F_w (\Theta_w - \Theta_e) + \alpha_{p3} F_e (\Theta_z - \Theta_e) - \alpha_{pr2} F_w (\Theta_e - t_v) = 0, \quad (2)$$

$$m_z c_z \frac{\partial \Theta_z}{\partial \tau} + G_z c_z \frac{\partial \Theta_z}{\partial x} L = A_\lambda \left(\alpha_{p1} F_w (\Theta_w - \Theta_z) + \alpha_{p3} F_e (\Theta_e - \Theta_z) - \alpha_{pr} F_z (\Theta_z - t_v) \right) - r \left(m_0 \frac{\partial u}{\partial \tau} + G_0 L \frac{\partial u}{\partial x} \right), \quad (3)$$

$$Rb = \frac{c \partial \Theta}{z \partial u} - \frac{\partial u}{\partial \tau} = \frac{C_z}{rRB} \frac{\partial \Theta}{\partial \tau}; \quad - \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{C_z}{rRB} \frac{\partial \Theta}{\partial x}, \quad (4)$$

де $\Theta_w, \Theta_e, \Theta_z, t_v$ – температури випромінювача, екрана, зерна та повітря, °С;
 C_{pr} – приведений коефіцієнт випромінювання;
 α_{pr} – приведений коефіцієнт теплообміну;
 P – потужність випромінювача, Вт;
 L – довжина транспортера, м;
 m_z, G_z – маса зерна в шарі та продуктивність установки, кг/с;
 $m_w c_w, m_e c_e$ – теплоємність випромінювача та екрану, Дж/°С;
 A_λ – коефіцієнт поглинання випромінювання;

γ – приведена теплота пароутворення, Дж/кг;
 F_w, F_e, F_z – площі поверхонь випромінювача, екрана та зерна, м²;
 Rb – критерій Ребіндера;
 u – вологовміст матеріалу;
 T_1, T_2 – абсолютні температури поверхонь теплообміну.

Підставляючи значення рівняння (4) в рівняння (3), після перетворень отримуємо:

$$C_z \left(m_z - \frac{m_0}{Rb} \right) \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + LC_z \left(G_z - \frac{G_{z0}}{Rb} \right) \frac{\partial \Theta}{\partial x} = A_\lambda (\alpha_{p1} F_w (\Theta_w - \Theta_z) + \alpha_{p3} F_e (\Theta_e - \Theta_z)) - \alpha_{pr2} F_z (\Theta_z - t_v) \quad (3')$$

Прирівнюючи похідні у часі до 0 отримуємо систему рівнянь яка описує статичні характеристики процесу:

$$\alpha_{p1} F_w \Theta_z + \alpha_{p2} F_w \Theta_e + \alpha_{p1} F_w t_v + P_n = (\alpha_{p1} F_w + \alpha_{p2} F_w + \alpha_{pr1} F_w) \Theta_w, \quad (5)$$

$$\alpha_{p2} F_w \Theta_w + \alpha_{p3} F_e \Theta_z + \alpha_{pr2} F_e t_v = (\alpha_{p2} F_w + \alpha_{p3} F_e + \alpha_{pr2} F_e) \Theta_e, \quad (6)$$

$$\frac{1}{A_\lambda} LC_z \left(G_z - \frac{G_{z0}}{Rb} \right) \frac{\partial \Theta_z}{\partial x} = - \left(\alpha_{p1} F_w + \alpha_{p3} F_e + \frac{\alpha_{p1} F_z}{A_\lambda} \right) \Theta_z + \alpha_{p1} F_w \Theta_w + \alpha_{p3} F_e \Theta_e + \frac{\alpha_{pr2} F_z}{A_\lambda} t_v. \quad (7)$$

Позначимо:

$$\alpha_1 = \alpha_{p1} F_w \Theta_z + \alpha_{p2} F_w \Theta_e + \alpha_{p1} F_w t_v.$$

$$\alpha_2 = \alpha_{p2} F_w + \alpha_{p3} F_e + \alpha_{pr2} F_e.$$

Перепишемо рівняння (5) та (6) у вигляді:

$$\Theta_w = \frac{\alpha_{p1} F_w}{\alpha_1} \Theta_z + \frac{\alpha_{p2} F_w}{\alpha_1} \Theta_e + \frac{\alpha_{np1} F_w}{\alpha_1} t_v + \frac{P_n}{\alpha_1}, \quad (8)$$

$$\Theta_e = \frac{\alpha_{p2} F_w}{\alpha_2} \Theta_w + \frac{\alpha_{p3} F_e}{\alpha_2} \Theta_z + \frac{\alpha_{np2} F_e}{\alpha_2} t_v, \quad (9)$$

Позначимо безрозмірні комплекси:

$$K_1 = \frac{\alpha_{p1} F_w}{\alpha_1}; K_2 = \frac{\alpha_{p2} F_w}{\alpha_1}; K_3 = \frac{\alpha_{np1} F_w}{\alpha_1};$$

$$K_4 = \frac{\alpha_{p2} F_w}{\alpha_2}; K_5 = \frac{\alpha_{p3} F_e}{\alpha_2}; K_6 = \frac{\alpha_{np2} F_e}{\alpha_2}; P = \frac{P_n}{\alpha_1}; \quad (10)$$

Рівняння (8) та (9) запишемо з урахуванням (10):

$$\begin{cases} \Theta_w = K_1 \Theta_z + K_2 \Theta_e + K_3 t_v + P \\ \Theta_e = K_4 \Theta_w + K_5 \Theta_z + K_6 t_v \end{cases} \quad (11)$$

Розв'язуючи систему (11) відносно Θ_w та Θ_e отримаємо:

$$\Theta_w = \frac{K_1 + K_2 K_5}{1 - K_2 K_4} \Theta_z + \frac{K_3 + K_2 K_6}{1 - K_2 K_4} t_v + \frac{P}{1 - K_2 K_4} \quad (12)$$

$$\Theta_e = \frac{K_5 + K_1 K_4}{1 - K_2 K_4} \Theta_z + \frac{K_6 + K_4 K_3}{1 - K_2 K_4} t_v + \frac{K_4}{1 - K_2 K_4} P \quad (13)$$

Позначимо:

$$m_1 = \frac{K_1 + K_2 K_5}{1 - K_2 K_4}; n_1 = \frac{K_3 + K_2 K_6}{1 - K_2 K_4}; P_1 = \frac{P}{1 - K_2 K_4}; m_2 = \frac{K_5 + K_1 K_4}{1 - K_2 K_4};$$

$$n_2 = \frac{K_6 + K_4 K_3}{1 - K_2 K_4}; P_2 = \frac{K_4}{1 - K_2 K_4}.$$

тоді:

$$\Theta_w = m_1 \Theta_z + n_1 t_v + P_1; \Theta_e = m_2 \Theta_z + n_2 t_v + P_2. \quad (14)$$

Підставимо значення Θ_w та Θ_e в рівняння (7) та використовуючи позначення отримаємо:

$$\frac{C_z}{A_\lambda} L \left(G_z - \frac{G_z}{Rb} \right) = T^\gamma;$$

$$A' = \alpha_{p1} F_w + \alpha_{p3} F_e + A_\lambda^{-1} \alpha_{np1} F_z;$$

$$B' = \alpha_{p1} F_w;$$

$$C' = \alpha_{p3} F_e;$$

$$T_x \frac{\partial \Theta_z}{\partial x} = b - \Theta_z. \quad (15)$$

де $T_x = \frac{G_z L (G_z - G_{z0} / Rb)}{A_\lambda (A' - B' m_1 - C' m_2)};$

$$b = B_1 + B_2;$$

$$B_1 = \frac{(B' n_1 + C' n_2 + A_\lambda^{-1} \alpha_{np1} F_z) t_v + C' P_2}{A' - B' m_1 - C' m_2};$$

$$B_2 = \frac{B' P_1}{A' - B' m_1 - C' m_2}.$$

Розв'язок (15) при граничних умовах: $x=0$, $\Theta_2 = \Theta_{z1}$ (Θ_{z1} – значення температури зерна на вході в установку):

$$\Theta_z(x) = b - (b - \Theta_{z1}) e^{-\frac{x}{T_x}}. \quad (16)$$

Розглянемо статичну характеристику об'єкту при зміні потужності

випромінювачів вздовж координати X за законом:

$$P_1 = P_o e^{-kx}, \quad (17)$$

де P_o – максимальна потужність нагрівача.

Рівняння (15) перепишемо у вигляді:

$$T_x \frac{d\Theta_z}{dx} + \Theta_z = B_1 + B_2 P_o e^{-kx}. \quad (18)$$

Розв'язок неоднорідного рівняння (18) має вигляд:

$$\Theta_z(x) = c_1 e^{-\frac{x}{T_x}} + B_1 T_x + \frac{B_2 T_x}{1 - T_x k} e^{-kx}. \quad (19)$$

Сталу інтегрування c_1 знайдемо із граничних умов ($x = 0$; $\Theta_z = \Theta_{z1}$):

$$c_1 = \Theta_{z1} - b_1 T_x - \frac{b_2 T_x}{1 - T_x k}, \quad (20)$$

де Θ_{z1} – температура зерна на вході в мікронізатор.

На рис. 1 показано розподіл температури вздовж транспортного засобу при постійній і розподіленій потужності випромінювачів.

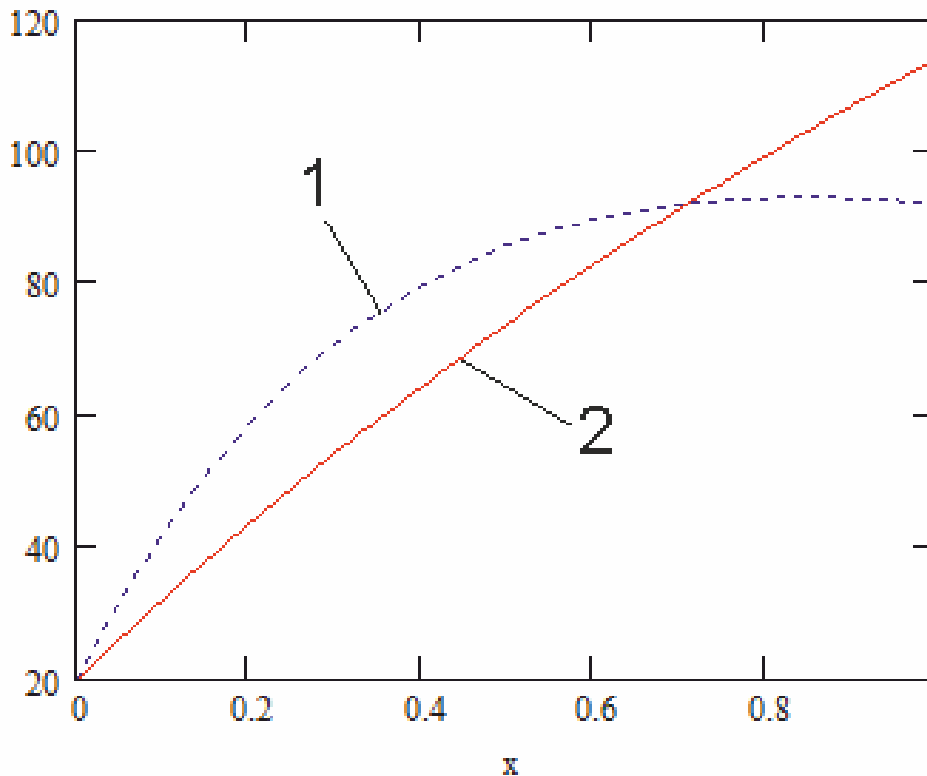


Рис. 1 – Змінювання температури зерна при зміні потужності випромінювачів за координатою: 1 – $P = 40 \exp(-2.1x)$; 2 – $P = 20$ кВт.

Для опису динаміки нагріву вологого матеріалу при ГЧ-опроміненні підставимо значення температури екрана Θ_e з рівняння (11) в рівнянні (1) та (3) та значення $d\Theta_z/dx$ з (16) в рівняння (3). Після перетворень отримуємо нову систему рівнянь:

$$T_1 \frac{d\Theta_w}{d\tau} = \Theta_z - a_1 \Theta_w + b_1; \quad (21)$$

$$T_2 \frac{d\Theta_w}{d\tau} = \Theta_z - a_2 \Theta_w + b_2; \quad (22)$$

$$b_2 = b_2(x);$$

де: $T_1 = \frac{m_w c_w}{(\alpha_{p1} + \alpha_{p2} K_5) F_w}; T_1 = \frac{C_z \left(m_z - \frac{m_{z0}}{Rb} \right)}{A_\lambda (\alpha_{p1} + \alpha_{p2} K_5) F_w};$

$$a_1 = \frac{(\alpha_{p1} + \alpha_{p2} + \alpha_{np2} - \alpha_{p2} K_5) F_w}{(\alpha_{p1} + \alpha_{p2} K_5) F_w};$$

$$b_1 = \frac{P_n + (\alpha_{p1} + \alpha_{p2} K_6) F_w t_v}{(\alpha_{p1} + \alpha_{p2} K_5) F_w}; a_2 = \frac{\alpha_{p1} F_w + \alpha_{np} F_z A_\lambda^{-1} + \alpha_{p3} F_e (1 - K_5)}{\alpha_{p1} F_w + \alpha_{p3} F_e K_4};$$

$$b_2 = \frac{\frac{\alpha_{np} F_z}{A_\lambda} + \alpha_{p3} F_e K_6 - F(x)}{\alpha_{p1} F_w + \alpha_{p3} F_e K_4}; F(x) = \frac{C_z}{A_\lambda} L \left(G_z - \frac{G_{z0}}{Rb} \right) f_1(x);$$

$f_{1,2}(x)$ – похідна від $\Theta_z(x)$ (з рівнянь (16) або (19)).

Рішення системи рівнянь (21) – (22) відносно Θ_w і Θ_z отримано у вигляді:

$$A \frac{d^2 \Theta_w}{d\tau^2} + B \frac{d\Theta_w}{d\tau} + C \Theta_w = D_1; \quad (23)$$

$$A \frac{d^2 \Theta_z}{d\tau^2} + B \frac{d\Theta_z}{d\tau} + C \Theta_z = D_2; \quad (24)$$

де $A_1 = T_1 T_2; B = T_1 a_2 + T_2 a_1; c = a_1 a_2 - 1; D_1 = b_2 + a_1 b_2; D_2 = b_1 + a_1 b_2.$

Кінцеві рівняння динаміки нагріву випромінювачів та зерна з урахуванням розподілення температури зерна в напрямку руху представлені у такому вигляді:

$$\Theta_w(\tau) = r_1 \frac{\Theta_w C - D_1}{C(r_1 - r_2)} (r_1 e^{r_2 \tau} - r_2 e^{r_1 \tau}) + \frac{D_1}{C}; \quad (25)$$

$$\Theta_z(\tau, x) = r_1 \frac{\Theta_{z0} C - D_2(x)}{C(r_1 - r_2)} (r_1 e^{r_2 \tau} - r_2 e^{r_1 \tau}) + \frac{D_2(x)}{C}. \quad (26)$$

Висновки

Отримані аналітичні залежності, які характеризують статичні та динамічні характеристики об'єкту досліджень можна використовувати для розв'язку задачі ІЧ-нагрівання зерна в двох постановках:

1. За даним графіком нагріву зерна визначити необхідне для його здійснення розподілу густини потоку від випромінювачів за довжиною мікронізатора.

2. Визначити динаміку нагріву матеріалу при змінній густині потоку від випромінювачів.

Список використаних джерел

1. Елькин Н.Я. Теория и практика инфракрасной обработки зерна и крупы / Н.Я.Елькин, В.Б.Скребкова, В.В.Кудряшкин // Хранение и переработка зерна. -2006. №4. - С. 26-30.
2. Соболевський В. Ігноруємо ми й досі мікронізацію зерна / В.Соболевський, В.Горбенко, К.Кузнецова // Зерно і хліб. -2005. №2.- С.16-17.
3. Зверев С.В. Моделирование процессов ИК-нагрева зерна // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2005. №12. - С.25-26.
4. Котов Б.І. Аналітичне дослідження перехідних режимів нагрівання зерна в електротерморадіаційних установках безперервної дії / Б.І. Котов, Р.А. Калініченко, В.В. Кифяк // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. 2012. Вип. 131.- С.57-65.

Аннотація

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ МИКРОНИЗАЦИИ ЗЕРНА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ МОЩНОСТИ ИЗЛУЧАТЕЛЕЙ ПО КООРДИНАТЕ

Котов Б., Калініченко Р., Кифяк В.

Приведено математическое описание динамики нагрева зерна ИК-излучением при переменной в направлении движения мощности нагревателей.

Abstract

MATHEMATICAL MODELING OF DYNAMIC MODES MICRONIZATION GRAIN WHEN THE POWER EMITTERS COORDINATE

B. Kotov, R. Kalinichenko, V. Kifyak

The mathematical description of the dynamics of the heating of grain IR radiation at variable power in the direction of the heaters.

ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ

Листопад І.О., к.т.н., доц., Кісь В.М., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет
сільськогосподарства імені Петра Василенка*

В статті розглянуті основні принципи системи управління підприємствами, які шляхом постійного моніторингу і періодичного аналізу мають підтримувати ефективність функціонування з урахуванням змін внутрішніх і зовнішніх чинників. А кожний працівник організації повинен усвідомити свою відповідальність за поліпшення якості продукції.

Введення. Якість продукції формується під впливом складного механізму різних чинників: економічних, організаційних, технічних, правових. Тому необхідно забезпечити їх взаємопов'язану дію на якість. Якість продукції - категорія політична, економічна, технічна, моральна, правова. Правова є важливим засобом в рішенні задачі корінного поліпшення якості продукції. «Правовий нігілізм», що склався в економіці, перебільшив ролі правових заборон і відповідно недооцінив ролі права як конструктивного, регулюючого чинника став гальмом розвитку промислового виробництва.

Мета дослідження. Визначення основних принципів управління якістю для забезпечення конкурентоспроможності вітчизняної продукції.

Результати досліджень. Для розширення самостійності підприємств і об'єднань, перехід до ринкової економіки, діяльність в умовах конкуренції за краще попиту задоволення споживачів і забезпечення конкурентоспроможності вітчизняної продукції на світовому ринку висувають як насущне завдання - творче, ефективне використання правових форм, засобів, методів забезпечення якості продукції. Правильне і уміле застосування правових норм сприятиме розвитку ініціативи і заповзятливості підприємств у справі задоволення потреб народного господарства і громадян у виробках високої якості продукції, забезпеченню надійного захисту інтересів споживачів. Вивчення питань правового забезпечення якості продукції відповідно до сьогоденного законодавства, освоєння методики застосування правового механізму потрібне для рішення задачі по перебудові правового виховання, організації юридичного всеобучу в умовах формування правової держави, реформи політичної системи і впровадження нових методів господарювання [1].

Складність ситуацій в аграрному секторі нашої країни носить характер невідповідності запитів на нову техніку з можливостями розвитку вітчизняного сільськогосподарського машинобудування. Важливе значення займають питання з визначення технічного стану сільськогосподарської техніки, її працездатності і надійності, ремонтпридатності, забезпечення деталями, а також встановлення ефективних меж реалізації того чи іншого способу відновлення деталей машин, які були в експлуатації [1,2].

Дослідження свідчать, що проблема забезпечення якості є комплексною і вирішувати її треба традиційними методами, тобто лише шляхом контролю якості готової продукції. Має бути комплексний, системний підхід, реалізація якого можлива лише в рамках системи управління якістю. У основу міжнародних стандартів ISO серії 9000 покладені вісім принципів управління якістю. Викладемо найбільш близький авторам погляд на зміст принципів загального управління якістю.

Принцип 1. Орієнтація на споживача. У основі цього принципу - аналіз ринку і стратегічна орієнтація на споживача, що відповідним чином забезпечується організаційно, методично і технічно, життєво потрібна кожній організації і кожному підприємству, що функціонує в умовах конкурентного ринку. Результати аналізу служать механізмом, що запускає виробництво. Випускаючи продукт, вже не обмежуються виконанням формальних вимог замовника, а намагаються передбачити його бажання.

Принцип 2. Лідерство. Лідерство - ключовий принцип системи менеджменту якості, без якого СМК швидше фікція, ніж реальність. Відповідно до нього керівник повинен створити умови, необхідні для успішної реалізації усіх принципів системного управління якістю. Управління підприємством, керівництво проектами, створення, впровадження і експлуатація СМЯ - це області діяльності, де потрібне лідерство. Лідерство повинно бути тісно пов'язане концепцією відповідальності, добровільності, забезпечене повноваженістю і затверджено наказом. При цьому важливо постійно дотримуватися балансу між узятю на себе людиною добровільною відповідальністю і даним йому повноваженнями.

Принцип 3. Залучення працівників. Це одне з ключових положень TQM, відповідно до якого кожен працівник має бути залучений в діяльність по управлінню якістю. Необхідно добитися, щоб у кожного виникла внутрішня потреба в поліпшеннях. Залучення працівників на практиці означає систематичну можливість кожного співробітника брати участь у виробленні і реалізації управлінських рішень. Така можливість народжує в людях почуття відповідальності і причетності, яке посилює мотивацію до творчої праці. Наслідок такого підходу - принцип відмови від ідеї покарання. Співробітників не має сенсу карати за прорахунки менеджменту. Цей підхід породжує ініціативу і є основою корпоративної культури.

Принцип 4. Процесний підхід. Усі види діяльності в організації розглядаються як процес. Процес - це логічно впорядковані послідовності кроків (робіт, етапів, елементів). Відповідно до цих принципів виробництво товарів, послуг і управління розглядаються як сукупність взаємозв'язаних процесів, а кожен процес - як система, що має вхід і вихід, своїх "постачальників" і "споживачів". Таке розуміння процесів близьке до уявлення про алгоритми, і це дає можливість використання інформаційних технологій для візуалізації процесів отриманих результатів для сучасного ухвалення управлінських рішень

Принцип 5. Системний підхід до управління. Системний підхід вимагає координації усіх аспектів діяльності, постійного планування і доведення планів

до кожного робочого місця, з тим щоб можна було аналізувати і коригувати їх виконання у технологічних процесах. Цей принцип припускає представлення організації як системи взаємодіючих динамічних процесів. З системним підходом пов'язана і проблема оцінювання результатів діяльності організації. Довгий час в цій області панував фінансовий підхід. Зараз стало очевидно, що до фінансових показників слід додати показники задоволеності споживачів, показники ефективності бізнес-процесів, а також показники потенціалу зростання фірми і кваліфікації персоналу. Практика показала, що труднощі і проблеми обумовлені тим, що єдині процеси обслуговуються організаційно відособленими підрозділами. Система таких показників називається збалансованою системою показників.

Принцип 6. Безперервне поліпшення. Двадцять років тому стратегія якості базувалася на концепції оптимальної якості. Досвід японської, а потім американській і європейській промисловості показав, що встановлювати межі поліпшення неприпустимо, саме поліпшення має бути безперервною системою і складовою частиною системи управління. При безперервному поліпшенні процесів поступово з'являються можливість зниження втрат і відповідно ціни продукції за рахунок зростаючого «проміжку» між собівартістю і ціною. Таке зниження ціни веде до розширення ринкової ніші, що у свою чергу, призводить до зниження собівартості за рахунок ефекту масштабу. Цей ланцюг називають ланцюговою реакцією Демінга. Постійне поліпшення розпочинається з людини, з вдосконалення його особистих якостей, знань, навичок і умінь. Найбільш важливий аспект безперервного вдосконалення - навчання персоналу.

Принцип 7. Ухвалення рішень, заснованих на фактах. Реалізація принципу покликана виключити необгрунтовані рішення, які зазвичай називають вольовими. Необхідно збирати і аналізувати фактичні дані і приймати рішення їх основ. Найбільш розповсюдженими зараз являються статистичні методи контролю, аналізу і регулювання. Основа цього підходу - виміри, що проводяться для отримання даних про процеси, і одночасно накопичення інформації, яка поступово перетворюється на знання.

Принцип 8. Взаємовигідні стосунки з постачальниками. Цей принцип націлений на створення нових стосунків з постачальниками, що дістали назву комерційні, - «Разом зробимо, разом виграємо». При постійних стосунках з постачальниками можна говорити про управління ланцюжками доданих цінностей для споживачів. Дійсно, пошук постачальника і налагодження стосунків з ним - справа довга і дорога. Завжди слід прагнути до постійних відношенням з постачальниками [2].

Для розвитку українських підприємств і об'єднань, необхідно використати перехід до ринкової економіки в умовах конкуренції, залучити кращий попит зарубіжних країн для задоволення споживачів і забезпечення конкурентоспроможності вітчизняної продукції на світовому ринку, висунути насущне завдання - творче, ефективне використання правових форм, засобів, методів забезпечення якості продукції. Відомий американський спеціаліст Едвард Демінг ще в 1951 році писав, що на 85 % вирішення проблеми залежить не від людей, а від системи управління якістю.

Значну роль у підвищенні якості відіграють стандарти, які є нормативною базою системи якості. Загальновізнаними в багатьох країнах світу є міжнародні стандарти ISO серії 9000, які сконцентрували досвід управління якістю. В Україні були прийняті і гармонізовані, як ДСТУ ISO 9000 і введені в дію з 1 жовтня 2001 року.

Сучасна економіка України, не дивлячись на деякі успіхи, все ще перебуває у кризовому стані, вихід якої можливий тільки через управління якістю, тому що тільки висока якість продукції зробить її конкурентоспроможною на ринку. Більшість країн світу пройшли таким шляхом і підтвердили це положення, відтворив свої економіки.

Відтворення економіки – це, перш за все, відтворення промисловості. А для цього українським підприємствам необхідно залучати сучасні системи якості. Керівникам необхідно змінити ставлення до якості, так як вчинили після другої світової війни Японія і Німеччина. Боротьба за якість має стати національною політикою і стратегією України. Тільки такий шлях допоможе досягти світового рівня якості конкурентної продукції і вийти на зарубіжні ринки. І все, що пов'язано з вирішення проблеми якості необхідно робити професійно з впровадженням технології, обладнання, системи менеджменту, персоналу і з залученням партнерів на різних рівнях та забезпечення якості на стадії збуту і післяпродажного сервісу.

Висновки. На жаль, у більшості українських компаній відсутня внутрішня потреба в радикальній перебудові загального підходу до своєї діяльності. Лише деякі організації, які віднесені нами до третьої групи, усвідомлюють необхідність змінити ставлення до виготовлення високоякісної продукції, що зробить її конкурентоспроможною на світовому ринку.

Список використаних джерел

1. Огвоздин В. В. Управление качеством. Основы теории и практики. Учебное пособие. [Текст] / В. В. Огвоздин - М.: Дело и Сервис. 2009, 304 с.
2. Шаповал М. І. Менеджмент якості. Підручник. [Текст] / М. І. Шаповал – К.: Знання, 2006. – 471 с.
3. Мескон М. Х. Основы менеджмента. Перевод с английского. [Текст] / М. Х. Мескон, М. Альберт, Ф. Хедоури — М.: Дело, 1992, 701 с.

Анотація

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ

Листопад И., Кись В.

В статье рассмотрены основные принципы системы управления предприятиями, которые путем постоянного мониторинга и периодического анализа должны поддерживать эффективность функционирования с учетом изменений внутренних и внешних факторов. А каждый работник организации должен осознать свою ответственность за улучшение качества продукции.

Abstract

BASIC PRINCIPLES OF MANagements BY QUALITY

I. Listopad, V. Kis

There are the considered basic principles in the article, control system by enterprises that by the permanent monitoring and analysis must support efficiency of functioning taking into account the changes of internal and external factors. And every worker of organization must realize the responsibility for the improvement of quality of products.

УДК 631.862

ВПЛИВ ДОЗИ ПІДСТИЛКИ НА ВИХІД ГНОЇВКИ ПРИ УТРИМАННІ ВЕЛИКОЇ РОГАТОЇ ХУДОБИ

Голуб Г.А. д.т.н., проф., Швець Р.Л. асп.

Національний університет біоресурсів та природокористування України

Приведено методику розрахунку виходу гноївки із підстилкового гною великої рогатої худоби при змінні дози підстилки.

Постановка проблеми. Функціонування сільськогосподарського виробництва повинно здійснюватися на безвідходній основі та з розширеним відтворенням родючості ґрунтів. Однак, виробництво сільськогосподарської продукції останнім часом базувалося на основі застосування інтенсивних технологій та внесення доз органічних добрив, які на порядок менше необхідних для компенсації втрат гумусу, що призвело до погіршення біологічних властивостей ґрунту та його деградації.

Безвідходна технологія являє собою такий спосіб виробництва сільськогосподарської продукції, при якому негативний вплив на навколишнє середовище відсутнє, або не перевищує рівня санітарно-гігієнічних норм чи гранично допустимих концентрацій. Одним із елементів безвідходного виробництва є переробка і використання гною. У зв'язку з цим, виникає необхідність в управлінні процесом переробки гною великої рогатої худоби (ВРХ), питома вага якого у загальній кількості гною найбільша, у повноцінні органічні добрива з використання технологій біогазового зброджування та компостування.

Аналіз останніх досліджень. Відомо, що гній підприємств тваринництва відносяться до речовин високого ступеня токсичності і його зберігання в відкритому виді є екологічно небезпечним [0, 0, 0]. У даний час розроблено ряд технологій, які дозволяють в короткий термін здійснити процес переробки гною у вискоефективне органічне добриво [0, **Ошибка! Источник ссылки не найден.**, 0], чи використати в технологіях отримання біогазу [0]. Нами також запропонована технологія, яка передбачає збір підстилкового гною вздовж зони

утримання тварин, розділення підстилкового гною на гноївку та густу фракцію, яка містить підстилковий матеріал, їх видалення із тваринницького приміщення та подальше використання гноївки для анаеробного зброджування з отриманням біогазу, а густої фракції, яка містить підстилковий матеріал – для компостування та подальшого використання отриманого компосту в якості органічного добрива.

Незважаючи на значну кількість проведених досліджень, питання управління процесом використання гною ВРХ, з плануванням його подальшого розподілу та із урахуванням доз підстилки, потребує проведення подальших досліджень.

Мета дослідження. Встановити вплив дози підстилки на вихід гноївки при утриманні великої рогатої худоби.

Результати дослідження. Добові норми виходу екскрементів, а також їх вологість на скотарських підприємствах визначаються відповідно до ВНГК-АПК-09.06 (табл. 1). Норми виходу, перераховані на одну дійну корову, приведені в (табл. 2).

Таблиця 1 – Добові норми виходу та вологості екскрементів

Групи тварин	Вихід екскрементів та їх склад					
	всього		у тому числі:			
	маса, кг	вологість, %	кал		сеча	
			маса, кг	вологість, %	маса, кг	вологість, %
Корови	55,00	88,44	35,00	85,2	20,00	94,1
Телята ремонтні:						
до 3-х місяців	4,50	91,74	1,00	80,0	3,50	95,1
від 3-х до 6 місяців	7,50	87,40	5,00	83,0	2,50	96,2
Телиці і нетелі:						
від 6 до 12 місяців	26,00	86,24	14,00	79,5	12,00	94,1

Таблиця 2 – Вихід гною на скотарських підприємствах із розрахунку на одну дійну корову, кг/гол. за добу

Добовий вихід гною	Вихід екскрементів та їх склад			
	кал		сеча	
	маса, кг	вологість, %	маса, кг	вологість, %
Дійні корови	35	85,2	20	94,1
Нетелі	4	80,0	3	94,4
Вихід і вологість гною із розрахунку на одну дійну корову за добу	39	84,7	23	94,1
	62	кг	88,2	%

Відомо, також, що кількість води, яка перевищує максимальну водоутримуючу здатність (МВЗ) підстилкового гною, обумовлену наявністю підстилки, становить:

$$Q_G^B = Q_C \cdot \frac{W_C - W_{ПН}}{100 - W_{ПН}}, \quad (1)$$

де Q_G^B – добова кількість води, яка не утримується підстилковим гномом і надходить до гноївки, кг/добу;

Q_C – загальна добова кількість суміші гною та підстилки, кг/добу;

W_C – вологість суміші гною свиней та підстилки, %;

$W_{ПН}$ – вологість підстилкового гною при максимальній кількості утримуваної води (вологість при МВЗ), %.

Враховуючи, що добова кількість гноївки становить:

$$Q_{ГН} = \frac{Q_G^B}{W_{ГН}}, \quad (2)$$

де $Q_{ГН}$ – добова кількість гноївки, кг/добу;

$W_{ГН}$ – вологість гноївки, відн. од.

Підставивши значення кількості води, яка перевищує МВЗ підстилкового гною, обумовлену наявністю підстилки, одержимо:

$$\begin{aligned} Q_{ГН} &= \frac{Q_C}{W_{ГН}} \cdot \frac{W_C - W_{ПН}}{100 - W_{ПН}} = \\ &= \frac{n_m}{W_{ГН}} \cdot \frac{q_G W_G + q_{П} W_{П} - (q_G + q_{П}) W_{ПН}}{100 - W_{ПН}}, \end{aligned} \quad (3)$$

де n_m – кількість дійних корів, гол.;

q_G – добовий вихід гною на скотарських підприємствах у розрахунку на одну дійну корову, кг/гол. за добу;

$q_{П}$ – добова потреба у підстилці перерахована на одну дійну корову, кг/гол. за добу, %;

W_G – вологість гною ВРХ, %;

$W_{П}$ – вологість підстилки, %.

На основі отриманого рівняння (3) було побудовано залежність виходу гноївки від вологості підстилкового гною при МВЗ та дози підстилки (рис. 1).

Аналіз показав, що при збільшенні дози підстилки від 5 до 8 кг/гол. за добу, будемо мати відсутність виходу гноївки при вологості підстилкового гною при МВЗ від 81 до 84 % відповідно. Натомість, максимальний вихід гноївки відбуватиметься при зменшенні внесення підстилки та при одночасному зменшенні вологості підстилкового гною при МВЗ.

Встановлено також, що зі збільшенням внесення підстилки з 2 до 6 кг/гол.

за добу та вологості підстилкового гною при МВЗ від 77 до 84 %, вологість підстилкового гною збільшується на величину від 1 до 1,5% (рис. 2).

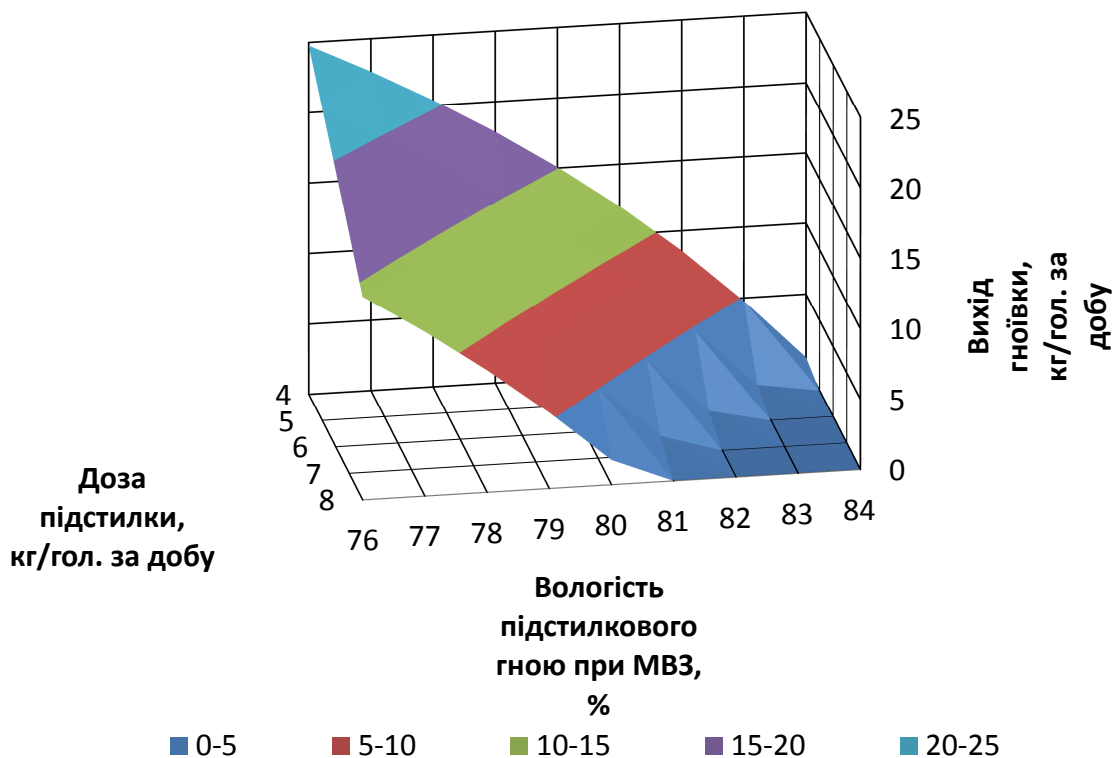


Рис. 1 – Залежність виходу гноївки від вологості підстилкового гною при МВЗ та дози підстилки

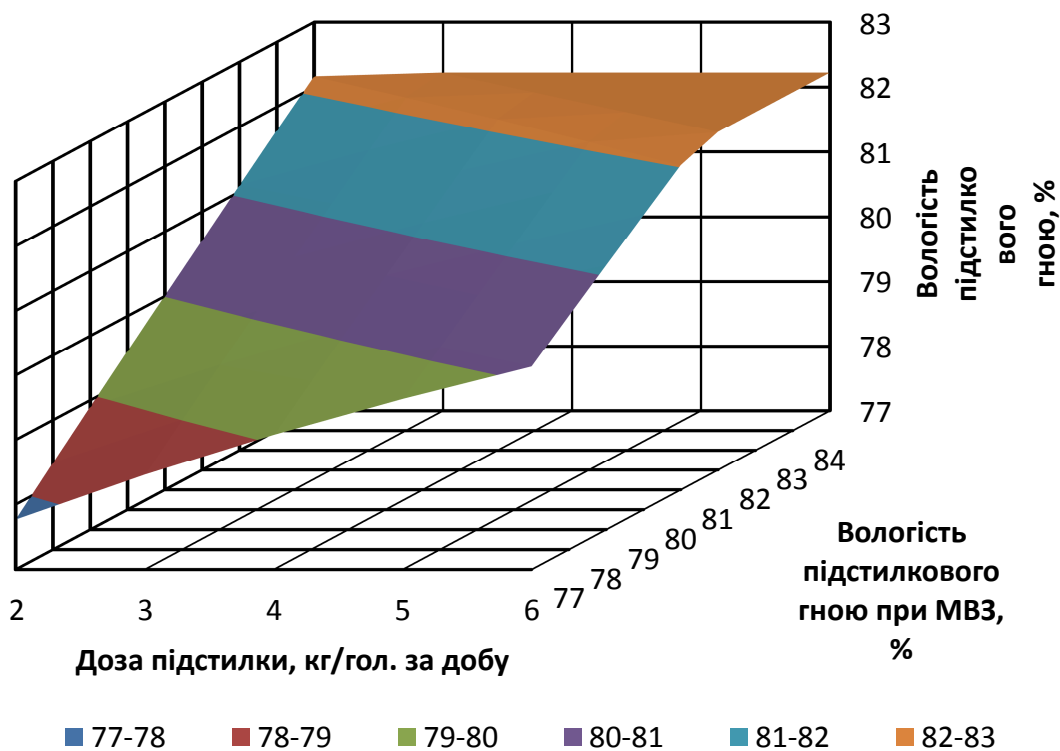


Рис. 2 – Залежність вологості підстилкового гною від вологості підстилкового гною при МВЗ та дози підстилки

Але при вологості підстилкового гною при МВЗ більше 82% внесення підстилки понад 3 кг/гол. за добу не має суттєвого впливу на вологість підстилкового гною. Це пов'язано з тим, що вологість підстилкового гною досягає своєї критичної межі і подальше поглинання рідкої фракції припиняється.

Із збільшенням дози внесення підстилки спостерігається зменшення виходу гноївки при незмінному значенні вологості на рівні 80 %, яка відповідає МВЗ підстилкового гною (рис. 3).

Із графіка видно, що при однаковому значенні величини вологості підстилкового гною при МВЗ та добовому використанні підстилки в кількості 4 кг/гол., вихід гноївки становитиме 15,1 кг/гол. за добу, а при збільшенні її дози до 8 кг/гол., вихід гноївки скоротиться до 1,7 кг/гол. за добу.

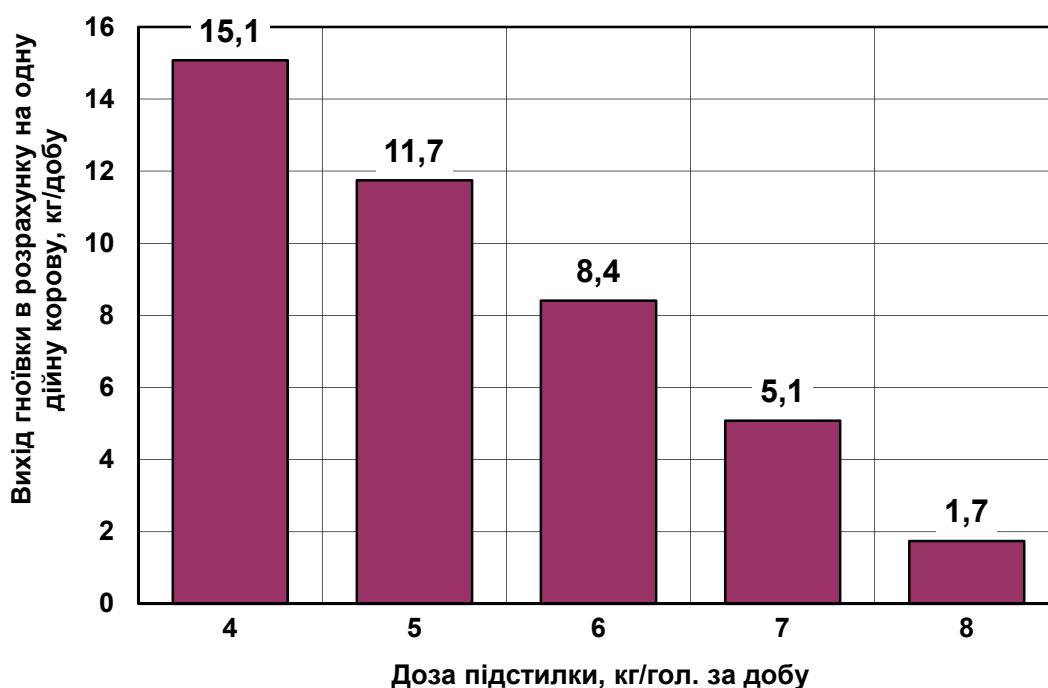


Рис. 3 – Залежність виходу гноївки від дози підстилки при вологості підстилкового гною на рівні 80 %, яка відповідає МВЗ

Висновок. Встановлені закономірності виходу гноївки в залежності від дози підстилки дозволяють здійснювати контрольоване використання гною скотарських підприємств з плануванням його подальшого розподілу на аеробну ферментацію підстилкового гною та аеробне зброджування гноївки в біогазових установках з подальшим поверненням гноївки на компостування.

Список використаних джерел

1. Голуб Г.А. Агропромислове виробництво їстівних грибів. Механіко-технологічні основи / Г.А. Голуб – К.: Аграрна наука, 2007. – 332 с.
2. Долгов В. С. Гигиена уборки и утилизации навоза / Долгов В. С. – М.: Россельхозиздат, 1984. – 175 с.
3. Звягинцев Д. Г. Современные проблемы экологии почвенных

- микроорганизмов / Звягинцев Д. Г. // Микробиология окружающей среды. – Алма-Ата, 1980. – С. 65-78.
4. Методические рекомендации по проектированию систем удаления, обработки, обеззараживания, хранения и утилизации навоза и помета / – М.: Колос, 1983. – 61 с.
 5. Патент на корисну модель № 18512 Україна, МПК (2013.01), А01К 23/00. Спосіб видалення та підготовки підстилкового гною до утилізації / Голуб Г.А., Заболотько О.О., Хмельовський В.С., Марус О.А.; власник Національний університет біоресурсів і природокористування України – Заяв. 08.02.2012, № а 201201345; Опубл. 10.07.2013, Бюл. №13.
 6. Системи видалення, обробки, підготовки, та використання гною / ВНТП-АПК 09.06 видання офіційне / Мінагрополітики – Київ: 2006. – 100 с.
 7. Способы управления процессом биоферментации органического сырья для получения экологически чистых удобрений и кормовых добавок с заданными параметрами качества / Технологический регламент/ ВНИИМЗ - Тверь. 1998. – 108 с.
 8. Технологія переробки біологічних відходів у біогазових установках з обертовими реакторами / [Голуб Г.А., Сидорчук О.В., Кухарець С.М., та ін.; за ред. д-ра техн. наук, проф. Г.А. Голуб]. – К.: НУБіП України, 2014 – 106 с.
 9. Тиво П.Ф., Эффективное использование бесподстилочного навоза / Тиво П.Ф., Дробот С.Г. – Минск: Ураджай, 1988. – 116 с.
 10. Тува В.Н. Технологические процессы и требования к комплексам технических средств для механизированного приготовления компостов на животноводческих фермах и птицефабриках: автореф. дис. на соискание наук, степени канд. техн. наук: В.Н. Тува – СПб-Пушкин, 1984. – 168 с.
 11. Хохлов В. И. Подготовка и применение органических удобрений в условиях интенсивного земледелия / В.И. Хохлов // Механизация и электрификация сел. хоз-ва. 1988. № 12. – С. 11-14.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ ДОЗЫ ПОДСТИЛКИ НА ВЫХОД НАВОЗНОЙ ЖИЖИ ПРИ СОДЕРЖАНИИ КРУПНОГО РОГАТОГО СКОТА

Голуб Г., Швец Р.

Приведена методика расчета выхода навозной жижи с подстилочного навоза крупного рогатого скота при переменной дозе подстилки.

Abstract

INFLUENCE OF DOSE LITTER ON AQUA MANURE OUTPUT IN CATTLE

G. Golub, R. Shvets

The method of calculating the aqua manure output with solid manure of cattle with variable dose litter is given.

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ ПЕРЕБУВАННЯ ТА НАВАНТАЖЕННЯ НА МЕТАНТЕНК

Скляр О.Г., к.т.н., Скляр Р.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Наведена методологія визначення часу перебування збродженої маси та навантаження на метантенк.

Постановка проблеми. Застосування технології метанізації органічних відходів на основі анаеробної їх переробки в сільськогосподарському виробництві дозволяє вирішити не тільки екологічні проблеми, що встають перед тваринницькими підприємствами, але й збільшити його рентабельність за рахунок отримання високоякісних органічних добрив і біогазу, придатного для отримання електричної або теплової енергії.

Аналіз останніх досліджень. Одним з ключових факторів будь-якого мікробіологічного процесу є час перебування мікроорганізмів у середовищі (час утримання). Для забезпечення ефективного розкладання складних органічних речовин до CH_4 і CO_2 необхідно, щоб мікроорганізми були в достатній кількості, а час їх перебування у середовищі був достатній для забезпечення метаболізму субстрату та при цьому не відбувалося вимивання бактерій. Тобто, за цим параметром необхідно розраховувати об'єм реактора.

Час перебування (ЧП) по суті є відношення об'єму осаду в реакторі до об'єму осаду, що завантажується (вивантажується) за добу. Для звичайних метантенків, які працюють за принципом реакторів-змішувачів з однорідною концентрацією мулової суміші, ЧП відповідає гідравлічному ЧП (ГЧП), тобто часу перебування в реакторі всієї мулової суміші. В реакторах, де використовується принцип утримання біомаси на спеціальних носіях, $\text{ЧП} > \text{ГЧП}$.

Зниження вологості осаду, що завантажується в метантенк, при одному й тому ж часі перебування забезпечує збільшення навантаження і, навпаки, при одному й тому ж навантаженні збільшується тривалість збродження. При збродженні осаду однакової вологості збільшення навантаження призводить до відповідного зниження тривалості збродження. При видаленні з осадів вологи і відповідним підвищенням їх концентрації здійснюється збільшення їх зольності внаслідок видалення з надосадової рідиною або фугатом частини органічних речовин. Як показав Х. Димовський, зі збільшенням зольності осаду знижується практична межа розпаду, а при збільшенні зольності до 76,7% збродження практично припиняється. Це пов'язано, вочевидь, зі зменшенням в осаді кількості біорозкладаних органічних речовин.

Характер взаємозалежності параметрів d і τ , який слідує з їх фізичної сутності, де навантаження d характеризує масу органічної речовини субстрату, що завантажується за добу до метантенку об'ємом 1 м^3 , а тривалість збродження τ - гідравлічний час перебування осаду в метантенку, доба, може

бути представлений виразом

$$S = d\tau, \quad (1)$$

де S – концентрація сухої беззольної (органічної) речовини в осаді, що завантажується в метантенк, кг/м³.

Визначення добутку S саме по собі не дає представлення про значення співмножників d і τ . Встановлення залежності між усіма цими параметрами є складною задачею, тому що приходиться враховувати багато факторів (швидкість зростання мікроорганізмів при різних температурах процесу, обмеження по концентраціям субстратів, у тому числі із-за зміни їх плинності, об'єм метантенку та ін.). Від параметрів S , d і τ , також, залежать основні технологічні показники процесу – розпад органічної речовини і вихід біогазу. Крім того, за даними ряду досліджень, зміна кількості води у субстратах може безпосередньо впливати на показники анаеробного зброджування. При надмірно низькій (менше 91%) і при підвищеній (більше 97%) вологості в традиційному процесі зброджування рідких осадів відбуваються порушення, які призводять до зниження виходу біогазу. При цьому спостерігаються відхилення від норм лужності середовища і вмісту амонійного азоту в муловій рідині. При використанні традиційних конструкцій метантенків низька вологість осадів може призвести до повного порушення процесу зброджування із-за погіршення їх плинності [1]

Формулювання цілей статті. Підвищення ефективності використання органічних ресурсів тваринницьких об'єктів на основі анаеробної переробки органічної сировини шляхом інтенсифікації процесу метанового зброджування субстрату за рахунок оптимізації його структури.

Основна частина. Згідно сучасним представленням математичний опис любого мікробіологічного процесу, в тому числі анаеробного зброджування, та його розрахунок повинні базуватися на адекватній кінетичній моделі. Як відомо, предметом кінетики є вивчення швидкості той чи іншої реакції або процесу. При вивченні кінетики мікробіологічних процесів головну увагу звертають на швидкості видалення субстрату, а також на швидкості утворення цільових продуктів мікробіологічного синтезу, до яких можуть бути віднесені мікробна маса (дріжджі, мікроводорості та інш.) і біохімічні продукти складного (антибіотики, вітаміни, органічні кислоти, ферменти, спирти та інш.) та простого (метали при вилуговуванні руд, біогаз та інш.) складу.

Незважаючи на багаторічні дослідження й практичне використання анаеробного зброджування різних органічних відходів досі не отримано загально признаний математичний опис цього процесу, який би дозволив розрахувати даний процес при всіх багатоваріантних умовах його здійснення.

В літературі частіше наводяться два рівняння, засновані на залежностях Моно і Міхаеліса-Ментен, які звичайно використовують для опису мікробіологічних процесів:

$$-\frac{dS}{dt} = \frac{K_m Sx}{K_s + S}; \quad (2)$$

$$\frac{dx}{dt} = \gamma \left(-\frac{dS}{dt} \right) - b_0 x, \quad (3)$$

де $\frac{dS}{dt}$ – швидкість конверсії органічного субстрату, кг/(м³·добу);
 K_m – максимальна питома швидкість утилізації субстрату, кг/(кг·добу);
 K_s – константа Моно, яка дорівнює концентрації субстрату, при якій $\mu = 1/2 \mu_m$, кг/м³ (μ – питома швидкість зростання біомаси, діб.);
 μ_m – максимальна питома швидкість зростання біомаси, діб.);
 x – концентрація біомаси, кг/м³;
 $\frac{dx}{dt}$ – швидкість приросту біомаси бактерій, кг/(м³·добу);
 γ – приріст бактерій при утилізації субстрату, кг/кг;
 b_0 – швидкість отримання бактерій, доба⁻¹.

Підставивши рівняння (2) в рівняння (3) і поділивши на x , отримаємо вираз

$$\left(\frac{dx}{d\mu} \right) / x = \mu = \frac{\gamma \cdot K_m \cdot S}{K_s + S} - b_0 x, \quad (4)$$

в якому питома швидкість зростання біомаси μ пов'язана з утилізацією субстрату. Значення може змінюватися в широких межах в залежності від видових ознак мікроорганізмів й умов їх культивування. Зворотна величина питомої швидкості зростання відповідає часу перебування (обороту) біомаси в реакторі або її віку, який може бути визначений за відношенням загального об'єму біомаси в реакторі до об'єму добового завантаження:

$$\frac{1}{\mu} = \tau = \frac{V}{Q} \quad (5)$$

Класичні рівняння (2)-(5) не описують стадії процесу й, строго кажучи, стосовно до метанового зброджування можуть бути віднесені до формально кінетичних моделей, які описують «вхід-вихід», але тільки по біомасі й субстратам, без розгляду виходу біогазу.

Зокрема, модель Моно не використовується для зброджування субстратів з великою кількістю летючих жирних кислот, які гальмують процес.

Ендрюс запропонував для цього випадку ввести функцію інгібування:

$$\mu = \mu_m \frac{1}{1 + \frac{K_s}{S} + \frac{S}{K_i}}, \quad (6)$$

де K_i – коефіцієнт інгібування, кг/м³.

Практичне використання класичних моделей ускладнено з-за відсутності способів оцінки живої біомаси в метантенку. Спроба дати постадійний опис процесу зроблена спеціалістами МДУ (Росія). Але отримані значення поки що

мають чисто теоретичний характер.

Для інженерних розрахунків значний інтерес представляє модель Конто, яка використовується для математичного опису процесу анаеробного зброджування ряду органічних відходів:

$$\overline{b/\tau} = \overline{B} \cdot \left(S/\tau \right) \left(1 - \frac{K}{\mu_m \tau - 1 + K} \right), \quad (7)$$

де $\overline{b/\tau}$ – швидкість виходу метану, м³СН₄/(м³·добу);

\overline{B} – граничний вихід метану на одиницю маси завантаженої в метантенк органічної речовини при безкінечно великій тривалості процесу, м³СН₄/кг;

S – концентрація органічної речовини в осаді, що завантажується, кг/м³;

τ – тривалість зброджування, діб;

$K = f(S)$ – кінетичний параметр процесу.

Максимальна питома швидкість зростання біомаси μ_m залежить від температури зброджування й розраховується за формулою:

$$\mu_m = 0.013 \cdot t - 0.129, \quad \text{доба}^{-1} \quad (8)$$

де t – температура зброджування, °С.

Як бачимо з виразу (7), швидкість виходу метану залежить від концентрації органічної речовини S у початковому субстраті. Концентрація органічної (сухої беззольної) речовини в осаді, кг/м³, залежить від вологості W , зольності на суху масу A та об'ємної щільності осаду $\rho_{об}$:

$$S = \rho_{об} (100 - W) \cdot (100 - A) \cdot 10^{-4}. \quad (9)$$

Як відзначалося вище, зольність осаду впливає на межу зброджування.

Межа зброджування осаду залежить від хімічного складу органічних речовин, що входять до нього. Як відомо, об'ємна щільність осаду $\rho_{об}$ залежить від його істинної щільності $\rho_{іст}$, яка, у свою чергу, залежить від щільності мінеральної ρ_m органічної $\rho_{орг}$ частини сухої речовини осаду. Сухий осад внаслідок його горючості можливо розглядати як тверде паливо. Тому справедливо щільність органічної речовини осаду визначати як для твердого палива за відомими методиками, згідно з якими $\rho_{орг}$ залежить від вмісту в горючій масі палива вуглецю С^Г й водню Н^Г.

Оцінюючи роль трьох показників у формулі (9) – вологості W , зольності A та об'ємної щільності $\rho_{об}$, можна констатувати, що всі вони впливають на процес зброджування. Тому концентрацію органічної речовини S можливо розглядати як комплексний критерій, що характеризує властивості осаду як субстрату при анаеробному зброджуванні. Експериментальні дослідження показують, що величина S впливає на тривалість зброджування,

необхідне для досягнення технічної межі зброджування, яка зі збільшенням S зростає. При перевищенні визначеної (критичної) концентрації органічної речовини $S_{кр}$ (для ряду органічних відходів $S_{кр} = 60-100 \text{ кг/м}^3$) процес зброджування гальмується, при цьому значення кінетичного параметру K у виразі (7) різко зростає. Вважають, що збільшення K свідчить про інгібування процесу, який викликано перевантаженням системи, наявністю інгібувальних речовин, які перевищують допустимі рівні, погіршенням контакту між бактеріями й органічним субстратом, внаслідок високої концентрації останнього та іншими причинами.

Технологічний параметр – симплекс b/τ (або $\overline{b/\tau}$) – раніше у практиці розрахунків процесу анаеробного зброджування не використовувався. Замість нього використовувався параметр b – вихід газу на одиницю об'єму метантенку або, що практично одне й теж, на одиницю об'єму зароджуваного осаду. Цей параметр використовувався для грубої орієнтувальної оцінки загального виходу біогазу на очисних спорудах. Між тим збільшення швидкості виходу біогазу b/τ дає експлуатаційним службам можливість збільшити загальний вихід біогазу без зміни технології зброджування. Інший шлях регулювання виходу біогазу, що полягає у зміні об'єму метантенка, наразі навряд чи здійснимо, тому що більшість конструкцій метантенків має незмінну геометрію та об'єм, а тримати резервні метантенки економічно недоцільно. Збільшення навантаження d дозволяє при інших рівних умовах пропустити через існуючий апарат пропорційно велику кількість осаду. При проектуванні нових споруд це значить скорочення витрат на будівництво метантенків меншого об'єму. При цьому зменшуються і тепловтрати через огорожувальні конструкції метантенків. На практиці реальні можливості збільшення навантаження на метантенк для осаду заданої концентрації бувають вичерпані вже при проектуванні, тому що на цій стадії, як правило, передбачаються гранично можливі за умови надійності процесу дози завантаження й відповідно мінімальна тривалість зброджування та максимальне навантаження на метантенк.

Таким чином, для традиційного процесу зброджування можливо лише збільшення навантаження за рахунок підвищення концентрації осаду. Використання концентрованих осадів дозволить не тільки зменшити об'єм метантенків, але й, відповідно зменшення об'єму осадів, додатково скоротити витрати теплоти на їх підігрів для підтримки заданої температури зброджування.

З рівнянь (2) і (7) слідує, що при визначеному навантаженні $d = S/\tau$ швидкість виходу метану b/τ залежить від гранично можливого виходу метану \overline{B} , часу перебування біомаси, що зброджується в метантенку і кінетичних параметрів μ_m і K .

У дослідях з відходами тваринництва встановлено, що \overline{B} залежить від породи тварин, що виділяють гній, раціону їх живлення, строку та способу

зберігання гною, кількості чужорідних матеріалів та інших факторів, які визначають хімічний склад гною. Температура зброджування на граничний вихід метану не впливає. У відповідності з визначенням завжди справедливі наступні вирази для розрахунку питомого виходу метану (біогазу) на одиницю маси органічної речовини початкового субстрату:

$$\overline{B_{y\partial}} = \frac{\overline{b}}{\tau} \cdot \frac{S}{\tau} \quad (11)$$

або

$$\overline{B_{y\partial}} = \frac{\overline{b}}{\tau} \cdot d, \quad (12)$$

то можливо записати:

$$\overline{B_{y\partial}} = \overline{B} \left(1 - \frac{K}{\mu_m - 1 + K} \right). \quad (13)$$

Зі збільшенням тривалості й температури зброджування підвищується питомий вихід біогазу та відповідно розпад органічної речовини.

Величина $\frac{\overline{b}}{\tau}$ має яскраво виражений екстремум. Значення $\frac{\overline{b}}{\tau}$ і d в точці перегину позначимо з індексом (m). Розрахунки показують, що:

$$\overline{b/\tau}_{(m)} = \overline{B} \frac{\mu_m S}{(1 + \sqrt{K})^2}; \quad (14)$$

$$d_{(m)} = \mu_m S / (1 + \sqrt{K}); \quad (15)$$

$$\overline{B_{y\partial}}_{(m)} = \overline{B} / (1 + \sqrt{K}). \quad (16)$$

Найбільша швидкість виходу метану досягається при $S = S_{кр}$ тому, що в цьому випадку $K = 1$. Тоді формули (14) - (16) будуть мати наступний вигляд:

$$\overline{b/\tau}_{(m)} = \overline{B} (\mu_m S_{кр} / 4) \quad (17)$$

$$d_{(m)} = \mu_m S_{кр} / 2 \quad (18)$$

$$\overline{B_{y\partial}}_{(m)} = \overline{B} / 2 \quad (19)$$

При мезофільному режимі зброджування навантаження на метантенк звичайно складає, кг/(м³·добу): у Франції – 0,8-1,2; в Англії – 1,0-2,0; в Німеччині – 2,5-4,0; в Америці – 2,5-5,0.

Згідно методики, наведеній в СНіП 2.04.03-85, розрахунок розпаду сухої беззольної речовини осадів, що завантажуються в метантенк, здійснюється за формулою:

$$R_r = R_{lim} - K_r D_{mt} \quad (20)$$

Беручи до уваги кореляцію між розпадом сухої беззольної речовини R_r і

питомим виходом біогазу $B_{уд}$ при постійній щільності біогазу ρ_r ($R_r = B_{уд}\rho_r \cdot 100\%$) і враховуючи постійною долю метану в біогазі, можна показати, що величина $B_{уд}$ при розрахунках за вказаним СНіП і за кінетичною моделлю Конто для випадку, коли $S \leq S_{кр}$ визначається за єдиним рівнянням:

$$B_{уд} = B - K_r^{\tau-1}, \quad (21)$$

де B – граничний вихід біогазу на одиницю маси завантаженої в метантенк органічної речовини при безкінечній тривалості зброджування, $\text{м}^3/\text{кг}$;
 τ – тривалість зброджування, діб;
 K_r – коефіцієнт пропорційності, $\text{м}^3 \cdot \text{добу}/\text{кг}$, який визначається за формулою:

$$K_r = BKS / [\mu_m S - d(1 - K)]. \quad (22)$$

Враховуючи, що при $K = 1$ вираз (22) має вигляд $K_r = B / \mu_m$, отримаємо:

$$S_{кр} = [100B\mu_m - 1(t - 17,8) + 205] / (38 P). \quad (25)$$

Наявність токсичних речовин і зменшення кількості органічних речовин, що легко розкладаються, веде до додаткового збільшення коефіцієнта K_r , який визначається за експериментальними даними.

Висновки. Незважаючи на багаторічні дослідження й практичне використання анаеробного зброджування різних органічних відходів досі не отримано загально признаний математичний опис цього процесу, який би дозволив розрахувати даний процес при всіх багатоваріантних умовах його здійснення. Практичне використання класичних моделей ускладнено з-за відсутності способів оцінки живої біомаси в метантенку. Швидкість виходу метану залежить від концентрації органічної речовини у початковому субстраті. Концентрація органічної (сухої беззольної) речовини S в осаді залежить від вологості, зольності на суху масу та об'ємної щільності осаду. Експериментальні дослідження показують, що величина S впливає на тривалість зброджування, необхідне для досягнення технічної межі зброджування, яка зі збільшенням S зростає. При перевищенні визначеної (критичної) концентрації органічної речовини $S_{кр}$ (для ряду органічних відходів $S_{кр} = 60-100 \text{ кг}/\text{м}^3$) процес зброджування гальмується, при цьому значення кінетичного параметру різко зростає. Збільшення навантаження дозволяє при інших рівних умовах пропустити через існуючий апарат пропорційно велику кількість осаду. При проектуванні нових споруд це значить скорочення витрат на будівництво метантенків меншого об'єму. При цьому зменшуються і тепловтрати через огорожувальні конструкції метантенків.

Список використаних джерел

1. Шацький В.В. Вплив структури субстрату на вихід біогазу при метановому зброджуванні/ В.В. Шацький, О.Г. Скляр, Р.В. Скляр, О.О. Солодка // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 13, том 3. – С. 3 – 12.

2. Баадер В. Биогаз: теория и практика/ В. Баадер, Е. Доне, М. Бренндерфер. - М.: Колос, 1982. – 148 с.
3. Веденев А.Г. Биогазовые технологии в Кыргызской Республике / А.Г. Веденев, Т.А. Веденева. – Бишкек: Типография «Евро», 2006. – 90 с.
4. Биоэнергетика: мировой опыт и прогноз развития/ Научный аналитический обзор. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2007. - 204 с.
5. Гюнтер Л.Л. Метантенки/ Л.Л. Гюнтер, Л.Л. Гольдфарб. – М.:Стройиздат, 1991. - 128 с.
6. Ратушняк Г.С. Енергозберігаючі відновлювальні джерела теплопостачання: навчальний посібник / Г.С. Ратушняк, В. В. Джеджула, К.В. Анохіна. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 170 с.

Аннотация

МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВРЕМЕНИ ПРЕБЫВАНИЯ И НАГРУЗКИ НА МЕТАНТЕНК

Скляр А., Скляр Р.

Приведена методология определения времени пребывания сбраживаемой массы и нагрузки на метантенк.

Abstract

METHODOLOGY CERTAIN RESIDENCE TIME AND LOAD ON THE DIGESTER

A. Skliar, R. Skliar

Induced methodology to determine the residence time of the fermentation mass and load on the digester.

УДК 621.891:631.361.02

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ТОРЦЮВАННЯ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ БУРЯКОРІЗАЛЬНИХ НОЖІВ

Фабричнікова І.А. к.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Досліджується вплив кута косоного торцювання на зносостійкість ножів для зрізування цукрових буряків у стружку при виробництві цукру. Встановлені розрахункові залежності між геометричними параметрами леза та величиною, яка визначає місце злому різальної кромки під дією сили, що вигинає лезо ножа.

Постановка проблеми. На кожному етапі бурякопереробного процесу вдосконалення діючого обладнання сприяє підвищенню рентабельності цукрового виробництва. У фахівців бурякоцукрової галузі існує така приказка:

«Добробут цукрового заводу лежить на кінчику бурякорізального ножа». Тому пошук оптимальних геометричних та конструктивних параметрів бурякорізальних ножів, а також дослідження технологічного процесу їх загострення мають важливе значення для народного господарства України.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що проблемі дослідження зносостійкості бурякорізальних ножів і відновлення гостроти їх різальних кромок приділяли увагу такі вчені як Рудик А.Є., Стечишин М.С., Явор В.А., Фень Є.К., Нечитайло В.Н., Ярмілко І.Г., Кайдалов А.А., Істомін Є.І. Ревуцький В.М., Ткач І.С., Васильєв Ю.Ф. та інші. Дослідники Гребенюк С.М., Щербаков А.М., Белік В.Г., Азрилевич М.Я. та інші робили розрахунки основних параметрів відцентрових бурякорізок та зусиль на ножі при різанні цукрового буряка. Їх дослідженнями доведено, що якість бурякової стружки залежить не тільки від якості цукросировини, а і від зносостійкості і конструкції бурякорізальних ножів, міцності і гостроти їх ріжучої частини, але питанню застосування косоного торцювання ножа приділялось недостатньо уваги.

Аналіз літературних джерел показав, що збільшення кута загострення ножа підвищує зусилля зрізання та притискання буряка до ножа [1]. Тому дослідження оптимальних параметрів заточування ножів, зокрема кута торцювання, для зменшення опору різання і підвищення їх зносостійкості є важливим і актуальним.

Метою статті є теоретичні дослідження впливу кута косоного торцювання на зносостійкість ножів для зрізування цукрових будяків у стружку. Встановлення розрахункових залежностей між геометричними параметрами лека та величиною, яка визначає місце злому різальної кромки під дією сили, що вигинає лезо ножа.

Виклад основного матеріалу. Відомо, що різальна (робоча) частина бурякорізального ножа l складається з фрезерованих V- подібних елементів (пер), які формують жолоби сходу стружки 2 (рис. 1). За допомогою кріпильної частини 3 ніж фіксується в ножовій рамі. Кут торцювання робочої частини ножа δ_1 утворює різальну кромку 4 . Технологія підготовки та відновлення – тобто заточування – бурякорізальних ножів включає правку (рихтування), торцювання під кутом δ_1 (рис. 1, а), потоншення перової частини на товщину h і довжину l (рис. 1, б) та остаточне загострення ріжучої кромки пера на ширину фаски b , що забезпечує отримання необхідного кута загострення ножа β – для безпосереднього різання бурякового коренеплоду.

На практиці знаходять застосування ножі з прямим ($\delta_1 = 90^\circ$) та з косим ($\delta_1 < 90^\circ$) торцюванням [2]. Поставлена задача підвищення якості бурякової стружки шляхом вдосконалення геометрії заточування безреберних бурякорізальних ножів вирішується за рахунок того, що зменшення кута косоного торцювання технологічно дає можливість суттєво поширити перехідну поверхню (фаску), зменшити кут загострення β та сприяє формуванню плавної поверхні жолобу сходу стружки.

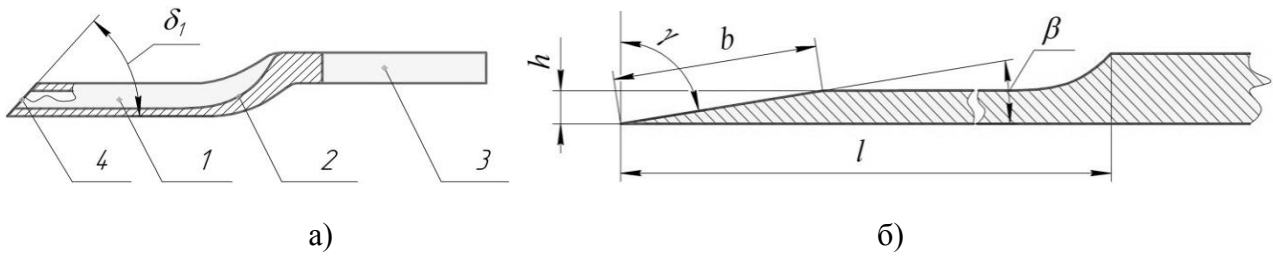


Рис. 1 – Геометричні параметри заточування бурякорізального ножа

Ножі з косим торцюванням краще ріжуть волокнисті та забруднені легкими домішками буряки (рис. 2). При такій формі ріжучої кромки волокна гички та бур'янів під дією сили різання пересуваються з вершини пера ножа до його основи [3], додатково перетираючись об похилу та подовжену, порівняно з прямим торцюванням, ріжучу кромку ножа. Вершина пера ножа при цьому залишається чистою, що дозволяє довший час отримувати якісну стружку. Важливим є питання, який кут торцювання ножів є оптимальним.

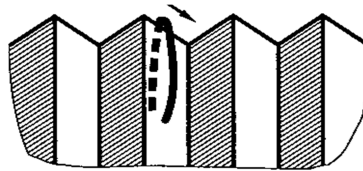


Рис. 2 – Перерізування рослинних домішок при косому торцюванні ножа

Правила усталеної практики [2] рекомендують кут косого торцювання $\delta_1 = 75^\circ$, їх автори вважають, що торцювання ножів під більш гострим кутом знижує міцність ріжучої частини і вона значно сильніше пошкоджується сторонніми предметами, що потрапляють в бурякорізки. Тому косе торцювання ножів, в певній мірі, зменшує їх ресурс.

Розглянемо процес відламування кромки леза ножа. При проникненні леза в тіло буряка його кромка потерпає не тільки від стиснення, яке направлене по бісектрисі кута загострювання β , але і вигинаючої дії з боку матеріалу буряку хоч би внаслідок його анізотропності. З міркувань нормального протікання процесу різання ніж має відхилення на деякий кут γ (рис. 3). Це відхилення запобігає зайвому тертю ножа об матеріал буряка в процесі різання.

Таким чином, реакція сили різання $P_{риз}$, що докладається до кромки, відхилена від бісектриси кута загострювання на кут ϕ

$$\phi = \gamma + \beta.$$

Сила $P_{риз}$ може бути розкладена на складові:

$$P_n = P_{риз} \cdot \cos(\gamma + \beta); \quad (1)$$

$$P_\delta = P_{риз} \cdot \sin(\gamma + \beta), \quad (2)$$

де P_n – нормальна складова, Н;
 P_δ – перпендикулярна до неї, Н.

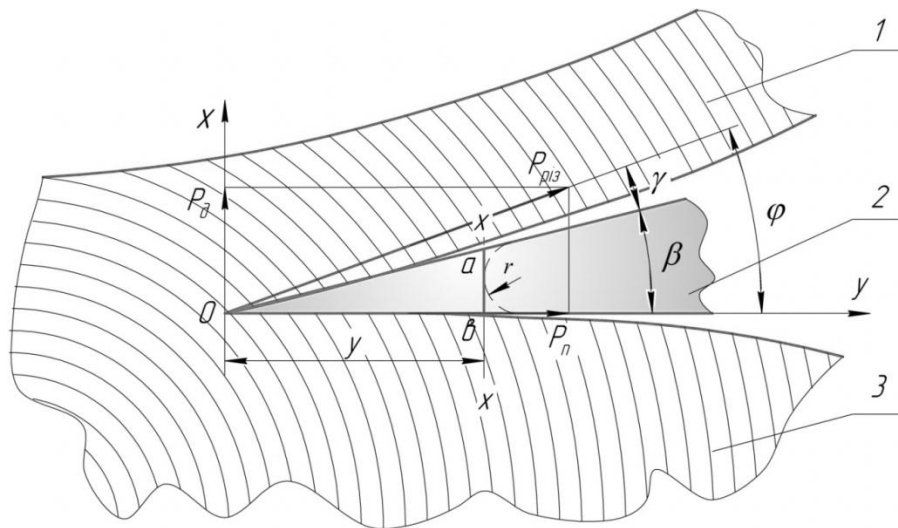


Рис. 3 – Схема до розрахунку відламування різальної кромки

Під дією сили P_d вершина леза вигинається і в деякому його перетині xx на відстані y від вершини гострого леза відламується.

Знайдемо зв'язок між параметрами леза та величиною y . Момент, що вигинає, $M_{виг}$ в перетині xx від сили P_d буде

$$M_{виг} = P_d \cdot y. \quad (3)$$

Напруга на вигин в цьому перетині буде

$$\sigma_{виг} = \frac{M_{виг}}{M_{он}} = \frac{6P_d y}{h^2}, \quad (4)$$

де $M_{он}$ – момент опору, Н;
 h – товщина леза в перетині xx , м.

Із трикутника $o a b$ відповідно до рис. 3 $h = 2y \cdot \operatorname{tg} \beta$.

Тоді

$$\sigma_d = \frac{6P_y \cdot y}{(2y \cdot \operatorname{tg} \beta)^2} = \frac{3}{2} \cdot \frac{P_d}{y \cdot \operatorname{tg}^2 \beta}. \quad (5)$$

Звідси

$$y = \frac{3}{2} \cdot \frac{P_d}{\sigma_{виг} \operatorname{tg}^2 \beta}. \quad (6)$$

Величина y визначає місце злому кінчика ножа. Вона пропорційна зусиллю P_d , що вигинає, та зворотно пропорційна допустимому напруженню $\sigma_{виг}$. Наприклад, для кута загострювання $\beta = 9^\circ$ отримаємо $y = 3,3 \cdot 10^{-7}$ м (при $\sigma_{виг} = 75,5 \cdot 10^3$ Па та $P_d = 10$ Н).

До цього часу розглядалось різання, коли кромка леза розташована нормально до напрямку руху коренеплоду буряка. Визначення величини кута загострювання в цьому випадку проводиться виходячи зі звичної уяви про

геометрію кромки леза в статичному стані. Але наразі очевидна тенденція до косо́го торцювання бурякорізальних ножів (похиле різання з ковзанням).

В цьому випадку кут загострення в напрямку різання (робочого переміщення коренеплоду) змінює своє значення – зменшується залежно від кута ковзання ψ . Тобто спостерігається трансформація кута загострення, який для відмінності позначимо β_1 . На рис. 4 представлена схема ножа з кутом загострення β , що дорівнює β . При проникненні ножа в матеріал буряка нормально, тобто за напрямком V_n , вказаний кут буде дорівнювати вимірюваному статично.

У випадку, коли лезо ножа проникає в тіло буряка під деяким кутом ψ до нормалі, тобто в напрямку V_p , кут загострення повинен вимірюватися в площині, що проходить за цим напрямком, тобто буде дорівнювати куту β_1 , що дорівнює β_1 .

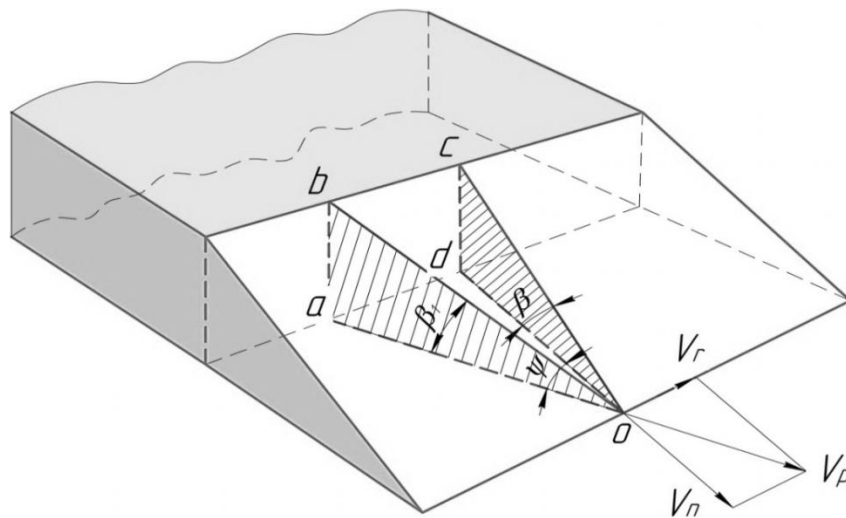


Рис. 4 – Трансформація кута загострення ножа при косому торцюванні

З геометричних міркувань отримаємо

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \psi . \quad (7)$$

Звідси

$$\beta_1 = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \psi) . \quad (8)$$

Таким чином, при зменшенні кута торцювання збільшується значення приведенного кута, що призводить до зменшення відламування різальної кромки ножа. Також зменшення кута торцювання бурякорізального ножа призводить до подовження ріжучої кромки, тобто зменшується питоме навантаження на неї. Зносостійкість ножа підвищується.

Експериментальні дослідження впливу геометричних параметрів заточування бурякорізальних ножів виробництва Луганської ПМК «Суперблок» на якість бурякової стружки показали, що для всіх ножів зменшення кута торцювання до 60° суттєво впливає на якість стружки, особливо при роботі на 24-рамній бурякорізці А2-ПРБ-24 [4]. Найбільш оптимальними значеннями кута торцювання бурякорізального ножа стали $60^\circ \dots 65^\circ$.

Технологічно зменшення кута торцювання дає можливість вплинути на геометричні параметри ножів (довжину та ширину фаски), а головне – дає можливість зменшити кут загострення ріжучої кромки β .

В свою чергу зменшення кута загострення ножа β призводить до зменшення опору при різанні буряка та підвищення роботоздатності ножа. Поширення фаски до $b = 1,9...2,2$ мм та збільшення довжини потоншення перової частини до $l = 20...22$ мм забезпечує плавний перехід від ріжучої кромки, фаски до жолобу сходу стружки.

Все це мінімально травмує бурякову стружку та забезпечує її високу якість. Поверхні стружки стали більш гладкими, Стружка більш рівномірна у розрізі по довжині, а кількість браку в стружці зменшилась на 16...18%.

На підставі проведених досліджень і виробничих випробувань [1, 5] за основу прийняті наступні параметри заточення ножів: потоншення 20...22 мм, ширина фаски 1,9...2,2 мм і кут торцювання – $63^\circ \pm 2^\circ$. Саме ці параметри (рис.5) дозволяють досягти значення кута загострення $9 \pm 1^\circ$ що, в свою чергу, дає стійкий ефект самозаточування бурякорізального ножа.

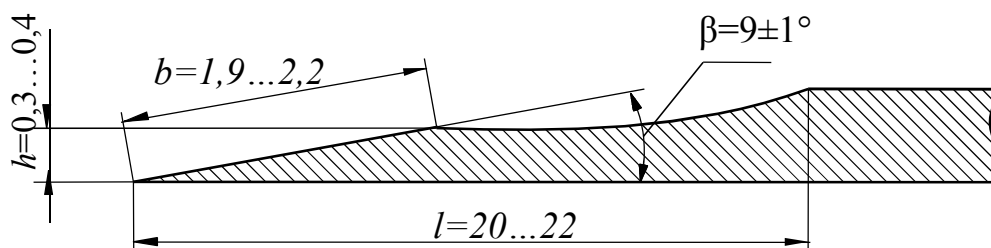


Рис. 5 Оптимальні параметри загострення ножа

Висновок. Зменшення кута торцювання бурякорізального ножа призводить до подовження ріжучої кромки, тобто зменшує питоме навантаження на неї. Застосування кута торцювання $63 \pm 2^\circ$ та оптимальних параметрів загострення ножа дозволяє досягти значення кута загострення $9 \pm 1^\circ$ що, в свою чергу, дає стійкий ефект самозаточування ножа.

Поширення фаски до 1,9...2,2 мм та збільшення довжини потоншення перової частини до 20...22 мм забезпечує плавний перехід від ріжучої кромки, фаски до жолобу сходу стружки. Все це мінімально травмує бурякову стружку, забезпечує її високу якість, гладкість поверхонь і зменшує витрати на тертя.

Таким чином, впровадження запропонованих параметрів загострення ножа дає можливість отримати бурякову стружку високої якості, на 2% збільшити вилучення цукру та майже вдвічі збільшити тривалість роботи ножа до переточування, що повністю підтверджується заводською практикою.

Проведене обґрунтування геометричних параметрів заточування бурякорізальних ножів сприяє підвищенню їх зносостійкості і підвищенню рентабельності цукрового виробництва.

Список використаних джерел

1. Фабричнікова І.А. Підвищення зносостійкості ножів для зрізання цукрових буряків у стружку конструктивними та технологічними засобами: автореф. дис. на здоб. ст. канд. техн. наук / І.А. Фабричнікова – Харків, 2013. – 20 с.
2. Адаменко, А.П. Отримання бурякової стружки. Узагальнення досвіду [Текст] / А.П. Адаменко. – К.: Національна асоціація цукровиків України УКРЦУКОР, 2002. – 32 с.
3. Правила ведення технологічного процесу виробництва цукру з цукрових буряків: правила усталеної практики 15.83-37-106:2007. / [Ярчук М., Калініченко М., Чупахіна В. та ін.] під ред. В. Шангеева. –К.: Цукор України, 2007. – 420 с.
4. Фабричнікова, І.А. Оптимальні геометричні параметри заточки бурякорізальних ножів [Текст] / І.А. Фабричнікова. – Харків: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Проблеми технічного сервісу сільськогосподарської техніки», 2009. вип. 76. – С. 293 – 297.
5. Коломієць, В.В. Визначення сил і напруг при зрізанні коренеплоду цукрового буряка в стружку [Текст] / В.В. Коломієць, І.А. Фабричнікова // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка, – Харків: 2010. вип. 103. – С. 239-243.

Аннотація

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА ТОРЦЕВАНИЯ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ СВЕКЛОРЕЗНЫХ НОЖЕЙ

Фабричнікова І.

Исследуется влияние угла косо́го торцевания на износостойкость ножей для изрезания сахарной свеклы в стружку при производстве сахара. Установлены расчетные зависимости между геометрическими параметрами лезвия ножа и величиной, определяющей место излома режущей кромки под действием изгибающей силы.

Abstract

RESEARCH OF INFLUENCE CORNER SLANT FACING IS ON WEARPROOFNESS OF BEET SLICERS

I. Fabrichnikova

Influence of corner slanting facing is investigated on wearproofness of knives for cutting away of saccharine beet in shaving at the production of sugar. The set calculation dependences are between the geometrical parameters of blade and size, which determines the location of breaking cutting edge under the action of force which curves a knife-blade.

МЕТРОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИРОБНИЦТВА

Листопад І. О., к.т.н., доц., Кісь В. М., к.т.н., доц.,
Гладченко В. Я., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

В статті розглянуто комплекс організаційно-технічних заходів для використання метрологічного забезпечення виробництва нормативними документами, які спрямовані на поліпшення якості продукції і підприємницької діяльності.

Вступ. Промислове виробництво України переживає кризу, обумовлену загальним соціально-економічним станом країни, помилками, які допущені під час реформування промисловості, зростання специфічних галузевих проблем (низка якість продукції і рентабельність виробництва, незадовільне метрологічне забезпечення, різке скорочення основних виробничих фондів, фінансової проблеми, приватизації підприємств та інше). Тривала економічна криза 90-х років минулого століття негативно вплинуло на стан метрологічного забезпечення виробництва. Основними видами обладнання і засобами вимірюваної техніки промисловість забезпечена на 55-60 % від нормативного рівня. Промислове виробництво постійно скорочується. За останні 20 років кількість підприємств і організацій скоротилося удвічі і не відповідає технологічній потребі. В результаті цього значно зросло навантаження на зношене обладнання і метрологічне забезпечення, через що порушуються вимоги щодо якості робіт і виготовлення продукції, збільшуються економічні втрати при виробництві.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Наявний парк обладнання зменшився, морально застарів, фізично зношений. Ще складніша ситуація з метрологічним забезпеченням, у структура яких 56 відсотків низькоякісних засобів вимірювальної техніки [1].

Економічний стан промислових і сільськогосподарських підприємств такий, що в найближчий час докорінне оновлення їх матеріально-технічної бази є досить проблематичним, тому пріоритетною задачею технічної політики на сучасному стані її здійснення є зупинка процесу катастрофічного зменшення кількісного складу промислового виробництва та відновлення матеріально-технічної бази його метрологічного забезпечення виробництва.

В умовах ринкової економіки вироблена продукція повинна відповідати високим показниками якості. Щоб бути конкурентоздатною і вести успішну економічну діяльність, підприємствам необхідно застосовувати високоефективні і результативні системи якості. Використання таких систем повинне вести до постійного поліпшення якості і підвищення задоволеності споживачів. Система якості може бути ефективною тільки за умови, коли вона

функціонує одночасно і в тісній взаємодії з усіма підрозділами підприємства, що впливають на якість продукції.

Найважливішою ланкою забезпечення якості на підприємстві є точність й достовірність вимірювань, необхідних для виготовлення високоякісної продукції. Управління якістю не може бути без метрологічного забезпечення вимірів, яке відрізняється унікальними можливостями отримання кількісної інформації про матеріальні і енергетичні ресурси, якість матеріалів і сировини, про стану довкілля, про безпеку і охорону здоров'я людей і, відповідно, про якість процесів і продукції. Для ефективного вирішення питань МЗВ існує державна метрологічна система, діяльність якої має бути спрямована на розробку документації для вибору раціонального способу забезпечення виробництва засобами вимірювальної техніки для виготовлення продукції і техніки [1].

Мета дослідження. Обґрунтування і організаційно-економічне удосконалення системи метрологічного забезпечення виробництва в Україні на сучасному етапі.

Результати досліджень. Складність ситуацій в промисловому виробництві нашої країни носить характер невідповідності запитів на нову техніку і метрологічне забезпечення підприємств з можливостями вітчизняного промислового і сільськогосподарського машинобудування. Важливе значення займають питання з встановлення раціональної номенклатури визначення якості виробів за рахунок вимірюваних параметрів і оптимальних норм точності приладів, впровадження сучасних методик виконання випробувань і контролю продукції, проведення аналізу стану засобів вимірювальної техніки, розробки і здійснення заходів по вдосконаленню метрологічного забезпечення службі на виробництві [1,2].

Метрологічне забезпечення підготовки виробництва (МЗВ) — це комплекс організаційно-технічних заходів, що забезпечують визначення з необхідною точністю характеристик виробів, напівфабрикатів, вузлів, матеріалів, сировини, параметрів технологічного процесу та обладнання, що дає змогу досягти значного підвищення якості виготовлюваної продукції, зниження непродуктивних витрат на її розробку та виробництво.

На сучасному етапі розвитку економіки метрологічне забезпечення є суто прикладне, яке спрямоване в основному на удосконалення процесів розроблення, виробництва й експлуатації засобів вимірювальної техніки. Такий підхід може перетворитися на активний інструмент, який забезпечує створення ефективних технологічних процесів, при використанні сучасного обладнання, впровадження гнучких й автоматизованих виробництв, на достовірну оцінку і контроль якості продукції. Тому на сьогодні в метрологічне забезпечення виробництва необхідно включати такі підсистеми:

- підсистема наукового забезпечення;
- підсистема технічного обслуговування та ремонту засобів вимірювальної техніки;
- підсистема матеріально – технічного забезпечення підприємств надійними і високоточними засобами вимірювальної техніки;
- підсистема виробничих послуг.

Прогнозування розвитку метрологічного забезпечення виробництва включає:

- розробку концепції розвитку на перспективу;
- формування системи метрологічного забезпечення з урахуванням розвитку виробничої діяльності;
- прогноз розвитку та розміщення матеріально-технічного забезпечення при різних формах техсервісного виробництва;
- маркетинг та інформаційне забезпечення.

Метрологічне забезпечення виробництва на промисловому рівні включає вирішення наступних задач:

- вибір метрологічного забезпечення, матеріалів, процесів, виробів, які підлягають оцінюванню при вимірюваннях, випробуваннях, контролі;
- вибір метрологічного забезпечення з числовими значеннями показників точності й достовірності результатів вимірювань, випробувань і контролю, форми їх подання, що забезпечують оптимальне вирішення завдань, для чого й використовуються ці результати;
- метрологічне забезпечення і експертиза конструкторської та технологічної документації з метою контролю правильності результатів двох попередніх заходів;
- планування процесів виробництва з використанням вимірювальних приладів, випробувань і контролю їх, розроблення та метрологічного забезпечення і атестація методик вимірювання, випробувань і контролю;
- забезпечення процесів вимірювань, випробувань і контролю відповідними засобами вимірювальної техніки;
- підтримання засобів вимірювальної техніки в метрологічному придатному стані;
- виконання процесів вимірювань, випробувань і контролю та оброблення їх результатів ;
- навчання й підвищення метрологічної кваліфікації персоналу, який виконує і отримує результати вимірювань, випробувань та контролю.

Законодавчою основою національної метрологічної системи є Закон України "Про метрологію та метрологічну діяльність", ДСТУ 2681—94 «Метрологія. Терміни та забезпечення», який визначає правові основи забезпечення єдності вимірювань в Україні, регулює суспільні відносини у сфері метрологічної діяльності, спрямований на захист громадян і національної економіки від наслідків недостовірності результаті вимірювань. Цей Закон стає особливо актуальним в умовах економічного розвитку, що стимулює пошук систематизованих правил та критеріїв, що стали б запорукою прийняття управлінських рішень під час оцінки тих чи інших проектів. Проблеми організації матеріально-технічного забезпечення на підприємстві стали предметом дослідницького інтересу багатьох вчених-економістів, зокрема: Веденіна Н.Н., Корнієнко Г.С., Крушельницької О.В., Скачкова Б.О та багатьох інших.

Забезпечення ефективності процесу виробництва неможливе без організації матеріально-технічного забезпечення, яке передбачає аналіз і

дослідження ринку постачальників, оперативне управління запасами, контроль за ефективністю використання ресурсів. Відділ матеріально-технічного забезпечення, як правило, здійснює підготовку проектів управлінських рішень, спрямованих на зниження матеріаломісткості продукції, використовуючи інформаційну базу бухгалтерської служби підприємства [1].

Сучасне виробництво характеризується залежністю кожного суб'єкта господарювання від сукупних зовнішніх факторів, що визначають його діяльність. Наслідком посилення впливу цих факторів на кінцевий результат роботи підприємства є зростання ролі елементів, що забезпечують сполучення та синхронізацію виробництва і споживання. Одним із таких елементів є матеріальні ресурси, як необхідна умова організації виробничої системи.

Для метрологічного забезпечення виробництва необхідно добре налагодити матеріально-технічне забезпечення (МТЗ), яке на підприємстві здійснюється через відповідні служби. Головним завданням служби МТЗ підприємства є своєчасне і оптимальне забезпечення виробництва необхідними ресурсами відповідної комплектності та якості. Матеріально-технічне забезпечення здійснює (рис.1):



Рис. 1 – Матеріально-технічне забезпечення підприємства та його функції

1) планування, яке досліджує внутрішнє і зовнішнє середовище підприємства; прогнозує і визначає потреби всіх видів ресурсів; оптимізує виробничі запаси; планує потреби матеріалів і встановлює їх ліміт на відпуск цехам; оперативно планує забезпечення матеріальними ресурсами;

2) організацію, яка передбачає: збір інформації про потреби в сировині; аналіз джерел задоволення потреб в матеріальних ресурсах; укладання з постачальниками господарських договорів; організацію складського господарства; забезпечення цехів, робочих місць необхідними матеріальними ресурсами.

3) контроль (координація роботи): контроль за виконанням договірних зобов'язань постачальниками; контроль за витратами матеріальних ресурсів; вхідний контроль за якістю; контроль за виробничими запасами [4, 194].

Матеріально-технічне забезпечення сучасного підприємства має дві основні форми – транзитну і складську. При транзитній формі підприємство отримує сировину, матеріали, напівфабрикати, обладнання безпосередньо від підприємств-виробників, від прямих постачальників. Використання цієї форми забезпечення економічно виправдане тоді, коли потрібна кількість матеріальних ресурсів дорівнює транзитній нормі або перевищує її.

При складській формі забезпечення необхідні матеріальні ресурси підприємство отримує зі складів, баз, або перерозподільних матеріально-сировинних пунктів, іноді й від посередників. Така форма постачання матеріальних ресурсів є доцільною для матеріалів і сировини, які використовуються підприємством у невеликих кількостях. Сьогодні широко застосовуються й інші форми МТЗ підприємства через: оптові закупівлі; регулярні закупівлі дрібними партіями; товарно-сировинні біржі; закупівлі за необхідністю; аукціони-конкурси тощо. Ту чи іншу форму забезпечення матеріально-технічними ресурсами підприємство обирає, виходячи із власних потужностей виробництва, особливостей ресурсу, тривалості його отримання та переробки, кількості продукції, якості та ціни ресурсів, їх унікальності.

Управління матеріально-технічним забезпеченням підприємства передбачає не тільки управління постачанням, а й виконання всіх функцій притаманних управлінню як виду діяльності, а саме: а) постановка завдання – накопичення інформації про стан матеріальних ресурсів підприємства, оцінку матеріаломісткості виробництва; б) реалізація поставленого завдання, формування остаточного рішення про розвиток сировинної бази підприємства; в) контроль за ефективністю формування та використання матеріально-технічних ресурсів [3].

Основною метою управління МТЗ є: отримання підприємством достатньої кількості матеріальних ресурсів відповідної якості в необхідний час, у необхідному місці від надійних постачальників, за своєчасного виконання всіх своїх обов'язків та досягнення оптимальних сукупних витрат управління матеріальним потоком. Управління матеріально-технічним забезпеченням на підприємстві покладено на досягнення таких основних цілей, як:

- забезпечення безперервного потоку матеріальних ресурсів необхідних підприємству;

- своєчасне та повне визначення потреби підприємства у сировині, матеріалах, інструментах та інших необхідних ресурсах, розроблення норм їх витрат;

- управління запасами, яке передбачає визначення запасів та витрат, що пов'язані з ними, до мінімально необхідного рівня при забезпеченні безперервності процесу виробництва, підвищення якості матеріальних ресурсів;

- пошук і встановлення надійних і раціональних зв'язків з постачальниками для забезпечення прискореного пересування всіх матеріально-технічних ресурсів від постачальників при мінімальних транспортних та інших витратах [4].

Для відновлення промислового виробництва і розвитку технічного сервісу в Україні необхідно удосконалити економічний механізм, який представляє собою взаємозв'язок організаційно-економічних і фінансових заходів. Державна політика повинна бути направлена на здійснення організаційних, фінансових та технічних заходів, спрямованих на відновлення і удосконалення промислового і сільськогосподарського виробництва, для виготовлення якісної і конкурентоспроможної продукції.

Висновки. Пріоритетною задачею державної політики на сучасному етапі повинна бути діяльність, яка буде направлена на метрологічне забезпечення виробництва, здійснення організаційно-економічних, фінансових і технічних заходів, спрямованих на відновлення високого рівня промислового і метрологічного забезпечення виробництва, удосконалення системи технічного сервісу на виготовлення якісної продукції.

Список використаних джерел

1. Бичківський Р.В. Управління якістю: навчальний посібник / МО і Науки України. [Текст] / Р.В. Бичківський – Львів: Львівська політехніка. 2000.- 329 с .
2. Шаповал М. І. Менеджмент якості. Підручник. [Текст] / М. І. Шаповал – К.: Знання, 2006.- 471 с.
3. Сертифікація в Україні: нормативні акти та інші документи / Держстандарт України . УкрНДУССУ . [Текст] / – К.: Основа, Т1, Т2, Т3.- 1998 .
4. Володарський Є.Т., Кухарчук В.В., Поджаренко В.О., Сердюк Г.Б. Метрологічне забезпечення вимірювань і контролю. [Текст] / Є.Т. Володарський, В.В. Кухарчук, В.О. Поджаренко, Г.Б. Сердюк - Вінниця: ВДТУ, 2001. -210с.
5. ДСТУ 2682-94. Метрологічне забезпечення. Основні положення. [Текст] / - К.: Держстандарт України, 1994.-16с.

Анотація

МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВА

Листопад И., Кись В., Гладченко В.

В статье рассмотрен комплекс организационно-технических мероприятий для использования метрологического обеспечения производства нормативными документами, какие направленные на улучшение качества продукции и предпринимательской деятельности.

Abstract

METROLOGICAL SUPPORT OF PRODUCTION

I. Listopad, V. Kiss, V. Gladchnko

In the article a complex is considered organizationally- technical measures for the use of the metrology providing of production normative documents, what internalss of products and entrepreneurial activity sent to the improvement.

БАГАТОКАНАЛЬНИЙ ДОЗАТОР ДЛЯ РІДКИХ ЗАСОБІВ ХІМІЗАЦІЇ

Мельник В.І. д.т.н., проф., Шерстюк В.С. к.т.н., доц.,
Рідний Р.В. к.т.н., Лук'яненко О.В. асист.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Описана конструкція та робота дозатора для розподілу та подачі робочої рідини до піноутворювачів з наступним підповерхневим внесенням рідких засобів хімізації в шарі піни по ширині оброблювальної полоси і нанесення її на об'єкт обробки.

Постановка проблеми. При боротьбі з небажаними рослинами (бур'янами) основна частина фінансових витрат йде на придбання пестицидів. Тому застосування внесення рідких засобів хімізації ультромалооб'ємними дозами позначиться позитивним чином як на скороченні фінансових витрат, так і на навколишнє середовище. При такому внесенні точність дозування є головним критерієм, тому виникає потреба у дозаторі який може це здійснити, та бажано мати відносно просту конструкцію.

Аналіз останніх досліджень показав, що недоліком відомих конструкцій дозаторів розподільовачів робочої рідини [1, 2], є те що один із цих пристроїв не дозволяє видавати декілька доз одночасно, а другий – має занадто складну конструкцію.

Найбільш близьким за технічною сутністю до пристрою є дозатор розподільовач, який включає циліндричний корпус з приймальними та вивідними отворами, в середині якого обертається ротор, в наскрізних радіальних отворах якого розміщено поршні, та пристрій для переміщення поршнів [3]. Перевагами такого дозатора є багатоканальне дозування робочої рідини, та можливість дозування в'язких рідин. Але пристрій для переміщення поршнів занадто ускладнює конструкцію розподільовача. Якщо використання такого пристрою виправдане в дозаторах для в'язких рідин, то для рідин з в'язкістю порівняльною з водою можна обійтися без приводу поршнів. Крім того виконання радіальних отворів ротора в його одному осьовому перерізі призводить до пульсуючої подачі робочої рідини в напірному подавальному патрубку дозатора, а гідродинамічні явища, які виникають при цьому негативно впливають на його роботу. Проте за кількістю схожих ознак та технічного результату цю конструкцію прийнято за прототип.

Постановка задачі. В основу пристрою поставлено задачу спрощення конструкції, та зняття гідродинамічних явищ в подавальному напірному трубопроводі дозатора що забезпечить багатоканальне та більш точне дозування робочої рідини.

Вирішення задачі. Поставлена задача вирішується за рахунок конструкції дозатора розподільовача. Сутність конструкції пояснюється кресленням (рис. 1 – схема дозатора розподільовача).

Всередині корпусу 1 розміщується з можливістю обертатися циліндричний ротор 7 з наскрізними радіальними перепускними отворами, які в осьовому напрямку виконані з кроком рівним кроку отворів 2, 3 корпусу 1 та в одній радіальній площині. В кожній із порожнин розташована гільза 8 яка фіксується в роторі 7 за допомогою посадки з натягом. У середині кожної гільзи 8 розміщений поршень 9. Змінюючи внутрішній діаметр гільзи 8 і діаметр поршня 9 можна змінювати витрату робочої рідини. Для простоти виготовлення гільзи 8 і поршня 9 було прийнято рішення виготовляти їх з твердого виду пластика, що також виключає можливість проходження хімічної реакції робочої рідини з контактуючими поверхнями гільзи 8 і поршня 9. Поршень 9 має можливість вільно переміщуватися в гільзі 8 та утримуватися завдяки тому, що діаметри гільз 8 і відповідно поршнів 9 більші від діаметрів отворів 2, 3 корпусу 1. Необхідне осьове положення ротора 7 в корпусі 1 забезпечується двома торцевими гайками 10 з фіксаторами 11 і шайбами 12. Герметичність рухомих з'єднань забезпечується манжетами 13, які встановлені в гайках 10. Вихідні кінці 14 ротора 7 використовуються для приєднання до приводу (на рисунку не показано), або для з'єднання дозаторів між собою.

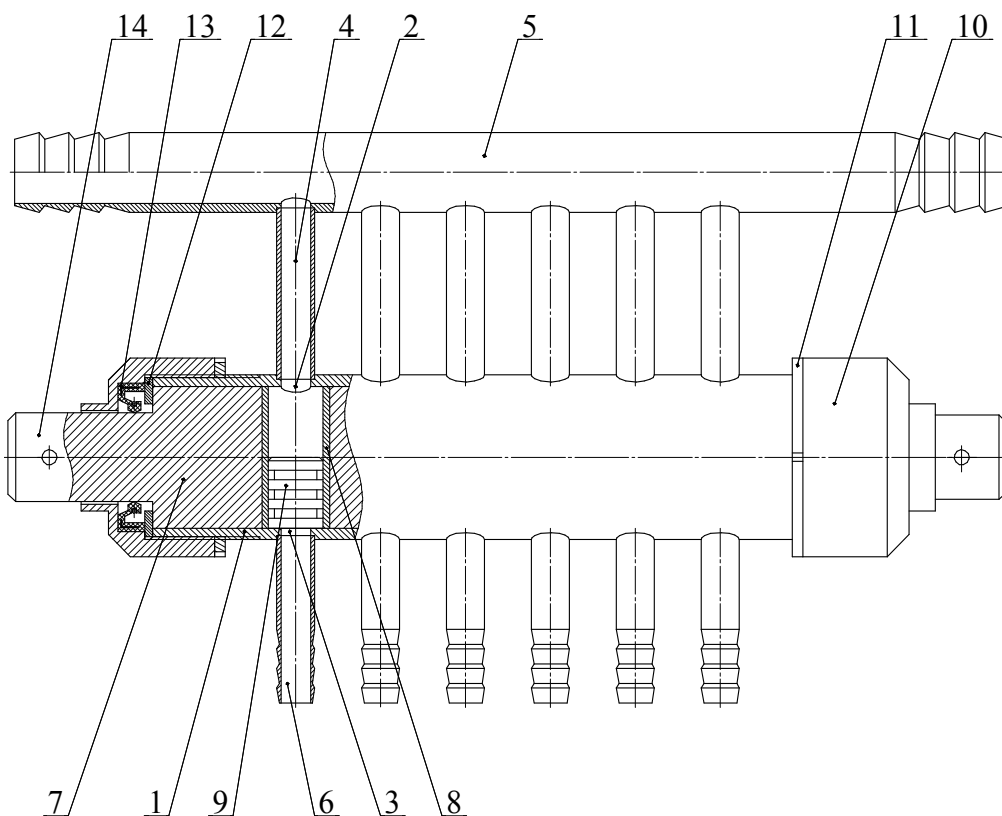


Рис. 1 - Схема дозатора розподільвача.

Працює дозатор розподільник наступним чином. При включенні приводу ротор 7 обертаючись підведе порожнину з поршнем 9 до верхнього отвору 2 корпусу 1. Робоча рідина з надлишковим тиском поступає у отвір 2, переміщує поршень 9 вниз і заповнює порожнину. При повороті ротора 7 на 180° поршень 9, що тепер знаходиться у верхньому положенні, під дією тиску робочої рідини знову переміщується вниз, при цьому через нижні отвори 3 та подавальні штуцери

6 він витискує робочу рідину. При такій роботі дозатора виникає пульсація робочої рідини, для її зменшення пропонується застосувати гідроаккумулятори.

Запропонована гідравлічна система для застосування дозатора 19 показана на Рис. 2 яка складається: з ємкості 15 з якої через фільтр 16 по магістралі надходить робоча рідина до насосу 17, який проштовхує її до пульта керування 18. Пульт керування 18 розподіляє робочу рідину у двох напрямках. У першому напрямку коли є надлишковий тиск він надсилає до ємкості 15 де робоча рідина яка надходить виконує роль гідравлічної мішалки, а у другому напрямі через фільтр надходить до дозатора 19 який в свою чергу розподіляє робочу рідину до гідроаккумуляторів 20.

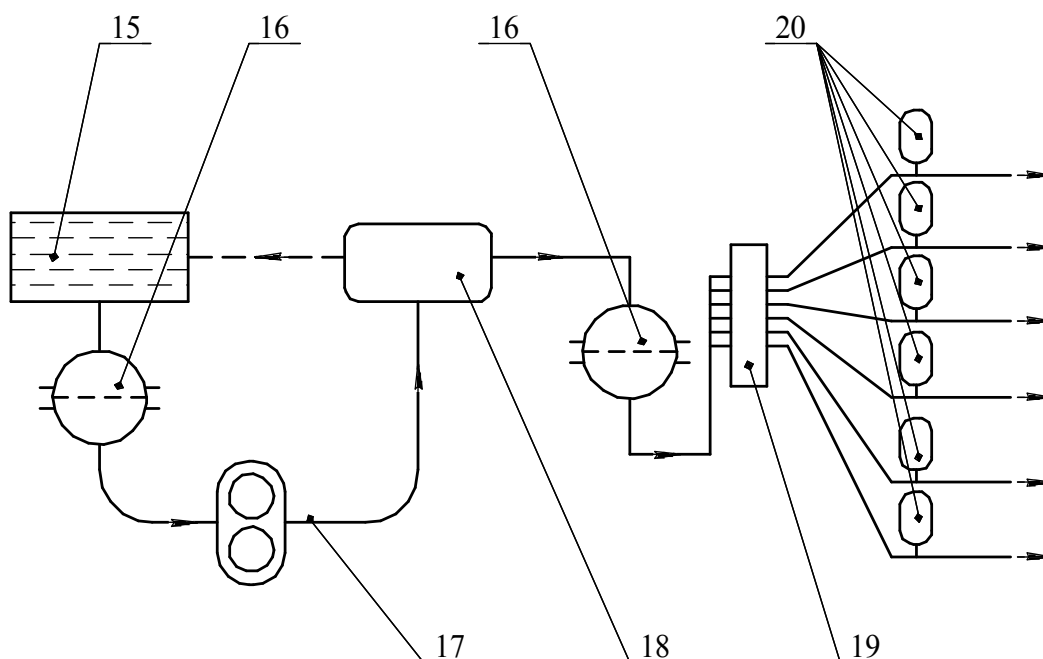


Рис. 2 - Схема з'єднання гідравлічної системи.

Висновки. За допомогою описаної конструкції дозатора розподільвача та запропонованої гідросистеми вдається зменшити пульсацію, що призводить до рівномірної подачі робочої рідини та точність дозування. В наслідок чого ефективність та якість розподілу засобів хімізації підвищується. А за рахунок відносної простоти конструкції вдається скоротити собівартість виготовлення пристрою та підвищити його ергономічні властивості.

Список використаних джерел

1. А.с. 157625 СССР, В65 В3/12. Устройство для дозирования жидких пищевых продуктов, например в консервные банки / Э. Я. Сталбов, В. С. Борисов, С. С. Толкачев и В. А. Чикулин. (СССР).– № 801982/28-13; Заявлено 08.11.62; Опубл. 09.11.63, Бюл. № 18.- 3 с.
2. А.с. 379831 СССР, G01 F11/04. Дозатор для вязких жидкостей / Ю. К. Чалый. (СССР).– № 1653566/18-10; Заявлено 29.04.71; Опубл. 20.04.73, Бюл. № 20.- 5 с.
3. А.с. 857718 СССР, G01 F11/04. Устройство для дозирования вязких

жидкостей / Ю, З. Мацин, М.И. Пейсахов. (СССР).– № 2745999/18-10; Заявлено 02.04.79; Опубл. 23.08.81, Бюл. № 31.- 4 с.

4. А.с. 857718 RU, G01 F11/04. Дозатор / В.Н. Мишута., В.М. Гаврилов, Д.В. Мишута.. (RU).– № 4950295/10; Заявлено 26.06.1991; Опубл. 30.03.1994, Бюл. № 28.- 2 с.

Аннотация

МНОГОКАНАЛЬНЫЙ ДОЗАТОР ДЛЯ ЖИДКИХ СРЕДСТВ ХИМИЗАЦИИ

Мельник В., Шерстюк В., Ридный Р., Лукьяненко А.

Описанная конструкция и работа дозатора для распределения и подачи рабочей жидкости к пенообразователям с последующим внутрпочвенным внесением жидких средств химизации в слое пены по ширине обрабатываемой полосы и нанесения ее на объект обработки.

Abstract

MULTICHANNEL DISPENSER FOR LIQUID OF CHEMICALS

V. Melnik, V. Sherstuk, R. Ridny, A. Lukyanenko

The described structure and operation of the dispenser for dispensing and feeding the working liquid to a foaming liquid, followed by subsurface introduction of chemicals in the foam layer across the width of the strip and its application on the object of processing.

УДК 631.362

К ВОПРОСУ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ВИБРОСЕПАРИРОВАНИЯ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ, ИМЕЮЩИХ ПОВЫШЕННЫЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА

Лукьяненко В.М., к.т.н., доц, Никифоров А.А., асп.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

В данной статье изложен анализ работ по моделированию процессов вибросепарирования семенных смесей с учётом влияния аэродинамических сил. Для разработки рекомендаций по повышению эффективности очистки семенных смесей, которые чувствительны к воздействию воздушного потока, поставлены научные задачи, решение которых позволит развить теорию виброочистки семенных смесей.

Введение. Существует много технологий очистки урожаев сельскохозяйственных культур, которые позволяют получать

удовлетворительную степень очистки при относительно быстрой обработке урожая. Степень чистоты урожая зависит от того насколько выбранный способ очистки соответствует физико-механическим свойствам семенной смеси, которая проходит очистку.

Способ очистки зерновых смесей с использования шероховатых вибрирующих поверхностей обеспечивает высокие показатели чистоты конечного продукта. Указанный способ для некоторых культур является единственным возможным методом эффективной механизированной очистки. Например, это касается таких видов семян как махорка, береза с соответствующими примесями мусора. Но высокие аэродинамические характеристики семян этих культур усложняют процесс очистки и снижают его эффективность. При попытке увеличить производительность вибромашины за счет использования пакетов синхронно вибрирующих поверхностей, между последними возникает воздушный поток, который оказывает существенное влияние на процесс разделения.

Цель исследования. Повышение эффективности очистки на вибромашинах семенных смесей, чувствительных к действию воздушного потока, для чего необходимо усовершенствовать методику прогнозирования параметров рабочего процесса для данного класса машин в направлении учета процессов их взаимодействия с воздухом и взаимодействия воздушного потока с массой семян, которая очищается.

Как показывают результаты анализа работ по теории виброочистки, разработанные математические модели не в полной мере рассматривают фактор влияния на сепарируемые зерновые смеси потока воздушной среды.

Основная часть. Движение частиц зерновых смесей в воздушной среде с учётом аэродинамического сопротивления изучалось П.М. Василенко [1]. Рассмотрено как линейное, так и квадратичное аэродинамическое сопротивление движению частицы по отношению к скорости воздушного потока. Однако, при этом параметры воздушного потока, возникающие в каналах (рабочих пространствах) очистительных машин, считались постоянными, не зависящими от режима работы машины. Для условий работы виброочистительных машин данное допущение является слишком грубым, не позволяющим построить адекватную математическую модель рабочего процесса.

Дальнейшим развитием исследований в данном направлении стали результаты, полученные:

- Козаченко А.В. относительно обоснования параметров технологического процесса очистки и сортировки семян табака и махорки на вибрационной семяочистительных машине [2];

- Абдуевым М.М., Бакумом М.В., Манчинским Ю.О., Сычовым В.В., Леоновым В.П. относительно изучения движения частиц в условиях переменной скорости воздушного потока в наклонных воздушных каналах [3];

- Завгородним А.И. относительно математического описания движения абсолютно упругого шара в постоянном воздушном потоке между вибрирующими плоскостями [4].

Как видно из приведенного анализа, полученные предыдущими исследователями научные результаты позволяют с удовлетворительной адекватностью моделировать процесс движения частиц зерновой смеси между вибрирующими плоскостями. При этом принимаются следующие допущения:

- частицы должны иметь форму, близкую к форме шара. В этом случае влияние воздушного потока на частицы зерновой смеси достаточно полно учитывается путём добавления в систему действующих сил лишь силы аэродинамического сопротивления. Остальные аэродинамические силы и моменты, которые приобретают значительный вес для семян чечевичной, каплевидной, закрученной и других характерных форм, здесь можно не учитывать;

- параметры потока воздуха должны быть заранее заданы. Большинство исследователей либо принимают параметры воздушного потока постоянными, либо подчиняют закон изменения скорости воздуха по времени гармоническому закону, не исследуя детально процесс взаимодействия рабочих поверхностей и воздушной массы.

Однако, как показывает практика, не всегда имеющийся теоретический задел достаточен для построения работоспособных и адекватных математических моделей процессов сепарации отдельных видов зерновых смесей. Так, например, семена табака, березы имеют ярко выраженную аэродинамическую форму. При обдувании таких семян потоком воздуха, кроме силы аэродинамического сопротивления, также будет возникать подъёмная сила, аэродинамические моменты кабрирования, рыскания и крена [5]. Несомненно, данные аэродинамические силы и моменты, действующие на частицы сепарируемой зерновой смеси, будут существенным образом влиять на кинематику движения частиц относительно рабочих поверхностей вибромашины.

Кроме того, для построения методики обоснования конструктивных параметров вибромашин, в которых предусматриваются меры по снижению или полезному использованию влияния воздушного потока на процесс виброочистки, представляет интерес сам процесс взаимодействия рабочих поверхностей машины и воздуха. Для исследования этого процесса взаимодействия необходимо наличие адекватных математических моделей прогнозирования параметров воздушного потока относительно вибрирующих рабочих поверхностей в зависимости от параметров режима работы и особенностей конструкции виброочистительных машин.

Таким образом, имеющаяся на сегодняшний день теория динамики движения частиц не в полной мере учитывает влияние аэродинамических сил на кинематику движения частиц зерновых смесей по вибрирующей рабочей поверхности, а также не позволяет исследовать механизмы формирования параметров поля скоростей и давлений для движущейся воздушной массы под воздействием конструктивных элементов вибромашины.

Выводы. Для разработки рекомендаций по повышению эффективности очистки зерновых смесей, которые чувствительны к воздействию воздушного потока, необходимо решить следующие научные задачи:

1. На основе системного подхода обосновать критерии оценки

эффективности очистки на вибромашинах зерновых смесей, чувствительных к действию воздушного потока.

2. Усовершенствовать методику прогнозирования параметров рабочего процесса для машин виброочистки семян сельскохозяйственных культур в направлении учета процессов взаимодействия рабочих органов машин с воздухом и взаимодействия воздушного потока с массой семян, которая очищается.

3. Разработать математическую модель движения воздуха под влиянием движения рабочих поверхностей вибромашин.

4. Разработать математическую модель влияния на кинематические параметры движения семян, которые очищаются на шероховатой виброповерхности воздушного потока.

5. Разработать методику оценки эффективности процесса очистки на вибромашинах зерновых смесей, чувствительных к действию воздушного потока.

6. Провести лабораторно-полевые испытания с целью подтверждения адекватности теоретических исследований.

Полученные результаты данных исследований позволят развить теорию виброочистки зерновых смесей относительно:

1. Учета процессов взаимодействия рабочих подвижных поверхностей вибромашин и семян, которые проходят очистку, с воздухом путем использования математической модели динамики движения идеального газа и аэродинамики движения объемных тел произвольной формы в воздушном потоке.

2. Создания методики определения оптимальных конструктивных параметров вибромашин и режимов их работы по критерию максимального повышения уровня эффективности очистки на вибромашинах зерновых смесей, чувствительных к действию воздушного потока.

3. Разработки рекомендаций по выбору рациональных конструктивных параметров вибромашин, режимов их работы, которые повышают эффективность очистки на вибромашинах зерновых смесей, чувствительных к действию воздушного потока.

В практическом отношении полученные теоретические результаты позволят обосновать рациональные рекомендации относительно:

1. Выбора рациональных конструктивных параметров вибромашин, режимов их работы для повышения эффективности очистки на вибромашинах зерновых смесей, чувствительных к действию воздушного потока.

2. Методики работы специалистов при настройке вибромашин для повышения эффективности процессов очистки легких смесей.

Список использованной литературы

1. Василенко, П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин [Текст] / П.М. Василенко. – К.: УАСХН, 1960.–284 с.
2. Козаченко А.В. Обоснование параметров технологического процесса

- очистки и сортирования семян табака и махорки на вибрационной семяочистительной машине: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук/ А.В. Козаченко. – Харьков, 1984 – 20 с.
3. Абдуев, М.М. Теоретичні дослідження характеристик руху часток у нахиленому повітряному каналі при зміні характеристик епюри швидкості повітря по висоті каналу/ М.М. Абдуев, М.В. Бакум, Ю.О. Манчинський, В.В. Сичов, В.П. Леонов // Механізація сільського господарства: Вісник ХДТУСГ.– Харків, 2003.– Вип.21.– С. 88-94.
 4. Завгородний, А.И., Синяева О.В. Движение шара в воздушном потоке между вибрирующими плоскостями / А.И. Завгородний, О.В. Синяева // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукраїнський науково-технічний журнал, №3(67).– Вінниця: ВНАУ, 2012.– С. 20-27.
 5. Лукьяненко, В.М. Метод расчёта аэродинамических сил и моментов, действующих на семена растительных культур движущихся по наклонной вибрирующей поверхности в потоке воздуха [Текст] / В.М. Лукьяненко, А.А. Никифоров // Вестник ХНТУСХ. Вып. 135. – Харьков, 2013. – С. 392 – 398.

Анотація

ДО ПИТАННЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ВІБРОСЕПАРУВАННЯ НАСІННЄВИХ СУМІШЕЙ, ЩО МАЮТЬ ПІДВИЩЕНІ АЕРОДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ

Лук'яненко В., Никифоров А.

У даній статті викладено аналіз робіт з моделювання процесів віброосепарування насіннєвих сумішей з урахуванням впливу аеродинамічних сил. Для розробки рекомендацій щодо підвищення ефективності очищення насіннєвих сумішей, які чутливі до впливу повітряного потоку, поставлені наукові завдання, вирішення яких дозволить розвинути теорію віброочистки насіннєвих сумішей.

Abstract

TO QUESTION MATHEMATICAL MODELING OF SEPARATION VIBRATION SEED MIXTURES HAVING INCREASED AERODYNAMIC PROPERTIES

V. Lukyanenko, A. Nikiforov

This article describes an analysis of the work process modeling vibration separation of seed mixtures with the influence of aerodynamic forces. To develop recommendations to improve the effectiveness of cleaning seed mixtures that are sensitive to the effects of air flow delivered scientific tasks which will help to develop the theory of vibration cleaner seed mixtures.

ИССЛЕДОВАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Листопад И.А., к.т.н., доц., Ткаченко Д.И., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Рассмотрены технические аспекты совершенствования подшипников скольжения в поршневых двигателях внутреннего сгорания при использовании различных материалов для вкладышей и шеек коленчатых валов.

Введено. Выбор материала для изготовления подшипников скольжения для двигателей внутреннего сгорания является важным фактором повышения их надежности и увеличения их срока службы [1].

Известно, что для изготовления подшипников скольжения используется множество металлических сплавов на основе железа, меди, алюминия, магния, олова. Широкое применение в машиностроении получили металлокерамические материалы и пластмассы.

При работе ДВС вращение коленчатого и распределительного валов, в подшипниках скольжения присутствует трение. Для обеспечения надежной и продолжительной работы двигателя в подшипниках скольжения должны быть установлены оптимальные зазоры между трущимися поверхностями, которые должны быть заполнены масляным слоем.

Многочисленные исследователи до настоящего времени не установили оптимальные величины зазоров и толщины масляного слоя для конкретных двигателей и режимов их работы. Отсутствует также математическая модель, описывающая этот процесс.

При работе двигателя в его основных узлах возникают большие динамические нагрузки, которые могут превысить допустимые нормы величины износа подшипников скольжения и вывести двигатель из строя, что неоднократно случается в эксплуатационных условиях.

Возникает вполне обоснованная необходимость установления предельной величины износа подшипников скольжения, изготовленных из различных материалов. Необходимо также выяснить, как влияют, вкладыши из различных сплавов на износ сопряженных соединений, например с коленчатым валом.

Исследование. Как в украинской, так и зарубежной литературе много внимания уделяется исследованию надежности работы кривошипно-шатунного механизма двигателя. Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) двигателя является одним из основных элементов поршневых двигателей внутреннего сгорания. Ввиду больших и резко импульсных нагрузок на кинематические узлы, КШМ во многом определяет надежность и межремонтный ресурс двигателя и затраты на его ремонт.

Увеличение меж ремонтного ресурса подшипников скольжения, а вместе

с ним и двигателя может существенно снизить эксплуатационные затраты и себестоимость машин и механизмов, использующих ДВС.

Решения проблемы. В подшипнике скольжения поверхность втулки вала и опорной поверхности подшипника образует фрикционный контакт, в котором возникает, в зависимости от условий работы один из видов трения – жидкостное, граничное либо полусухое или даже сухое трение.

Подшипники КШМ двигателя конструируются на работу в условиях жидкостного трения [1]. Однако большие и импульсные нагрузки, передаваемые от поршня, не всегда позволяют обеспечить жидкостное трение, и, в некоторые моменты, в кинематическом узле может возникать граничное или даже полусухое трение. Работа подшипников кинематического механизма многоцилиндровых двигателей усугубляется еще и тем, что при применении типовых систем смазки не все подшипники находятся в равных условиях смазки.

Особо в тяжелых условиях работают подшипники нижних головок шатунов, на которые резко воздействуют импульсные силы от поршня, к тому же, смазка к ним, поступает по сложному маршруту через коренные подшипники коленчатого вала и каналы в валу. В таких условиях работа подшипника происходит с повышенным изнашиванием фрикционной поверхности, в первую очередь, опорной поверхности вкладыша.

При большом износе, когда зазор между втулкой вала и вкладышем достигает предельной величины, резко нарушаются условия смазки, подшипник переходит в режим полусухого трения и во избежание лавинообразного характера изнашивания, двигатель должен быть выведен в ремонт для замены вкладышей а, возможно, и для обработки шеек вала под очередной ремонтный размер.

В настоящее время большинство двигателестроительных заводов стран СНГ применяет подшипники с быстро заменяемыми вкладышами производства ЗМЗ с усиленной опорной поверхностью вкладыша, выполненной из алюминивно-оловянного сплава.

Эксплуатационные исследования показали, что ресурс подшипников скольжения такого типа увеличивается до 15-40 тыс. мото-часов в зависимости от типа двигателя и условий его эксплуатации.

Известно, что долговечность подшипников скольжения зависит от множества факторов, внешних и внутренних (рис. 1).

Теория показывает, что гидродинамическое давление может развиваться только в клиновом зазоре (рис. 1). Толщина масляного слоя зависит от угловой скорости и вязкости масла. Чем выше эти параметры, тем больше h . Но с увеличением радиальной нагрузки F_r на цапфу 2 толщина масляного слоя h уменьшается. При установившемся режиме работы двигателя толщина h масляного слоя должна быть больше суммы микронеровностей цапфы R_{z1} и вкладыша R_{z2} , (рис. 1).

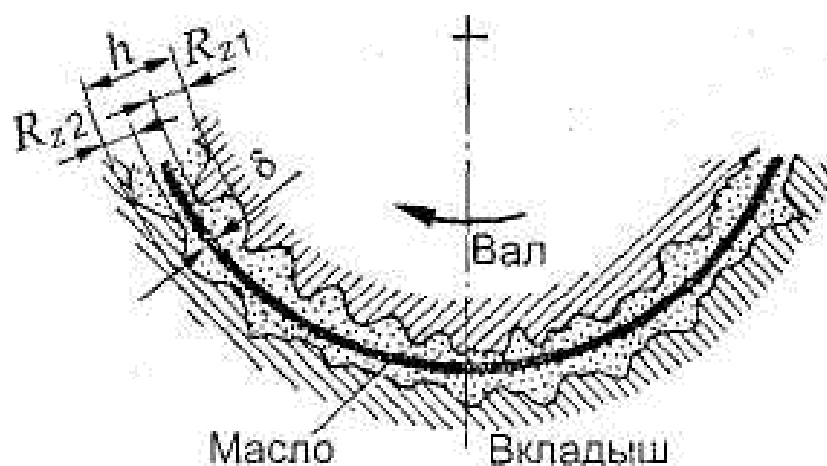


Рис. 1 – Масляный слой при установившемся режиме работы двигателя

Выходными факторами процесса являются сила трения и интенсивность изнашивания. Эти два выходных фактора между собой связаны прямой зависимостью, чем больше сила трения, тем выше интенсивность изнашивания при прочих равных условиях.

Следовательно, выходные факторы определяют качество подшипника.

Рассмотрение факторов, влияющих на фрикционное взаимодействие трущихся тел, показывает, что ряд из них задаются условиями работы подшипника в ДВС. Так, нагрузка от поршня и скорость скольжения определяются типом двигателя, конструктивными его характеристиками и особенностями режима эксплуатации.

Промежуточная среда задается конструкцией системы смазки, свойствами масла и качеством изготовления сопряженных поверхностей. Шероховатость характеризуется качеством механической обработки шеек валов и опорной поверхности вкладышей, т.е. определяется технологией производства этих деталей.

Такие факторы, как природа трущихся тел, их структура, механические свойства, свойства пленок на поверхности, наличие и накопление дислокаций зависят от материала фрикционной пары.

При этом отметим, что в кинематическом механизме ДВС вал, как правило, выполняется из стали, или из легированного чугуна. Основные свойства втулок валов из этих материалов задаются по требованиям прочности и жесткости вала.

С точки зрения работы вала как втулки в паре трения производится поверхностное упрочнение шеек вала одним из методов (закалка, цементация, азотирование, цианирование или т.п.).

По этой причине влияние на свойства фрикционного контакта со стороны втулки вала ограничены.

Поэтому основные возможности влиять на параметры фрикционного контакта заключаются в основном в свойствах опорной поверхности подшипника или его факторов.

Таблица 1 - Факторы характеризующие подшипники скольжения

Входные факторы	Внутренние факторы		Выходные факторы (характеризуют качество подшипника скольжения)
Природа трущихся тел	Шероховатость	Структура	Сила трения
Промежуточная среда			
Нагрузка радиальная	Свойства пленок	Механические свойства материала	Интенсивность изнашивания
Скорость скольжения			
Температура	Тепловыделение при трении	Накопление температуры	

Решение проблемы. Из теории подшипников [2, 3] следует, что сила трения и интенсивность изнашивание поверхности трения в большой степени зависит от взаимодействия материалов во фрикционном контакте трущихся деталей.

Одним из основных процессов, нарушающих работу подшипника, является схватывание материалов.

Схватывание происходит при любых температурах и не зависит от времени контакта поверхностей, но оно интенсифицируется при повышении температуры.

Поэтому интенсивный отвод тепла от локальных зон, в которых происходит граничное или полусухое трение с выделением тепла, является одним из основных требований для работы подшипников скольжения.

Принимая температуру плавления материала как предельную, при которой схватывание может развиваться лавинообразно, был сформулирован параметр термической стойкости подшипника и определены его численные значения (табл. 2). Параметр термической стойкости представляет собой произведение коэффициента теплопроводности на температуру плавления.

Для удобства сравнения материалов между собой была принята относительная величина параметра термической устойчивости. При этом относительная величина рассматривалась в двух вариантах, при принятии за исходную базу баббит, как классический материал подшипников скольжения, базу алюминиево-оловянный сплав, используемый в стандартных подшипниках скольжения для выполнения опорных поверхностей вкладышей. Рассматривая результаты такого сравнения (табл. 2), можно видеть, почему был применен алюминиево-оловянный сплав при изготовлении стандартных вкладышей. У него параметр термической устойчивости в девять раз превышает таковой для баббита.

Учитывая невысокую цену металлов для изготовления таких вкладышей, а также отработанную технологию массового их производства, заключающуюся в совместной прокатке биметаллической ленты (стальная подложка и алюминиевый сплав в качестве опорной поверхности вкладыша), можно понять, почему такие вкладыши нашли широкое применение в двигателестроении.

Из таблицы также следует, что алюминиево-оловянный сплав обладает

далеко не предельными свойствами, обеспечивающими термическую устойчивость подшипников скольжения. Медь в чистом виде обладает показателем термической устойчивости в три раза более высокой, чем алюминиево-оловянный сплав и в 28 раз более высокой по сравнению с баббитом.

При этом все другие цветные металлы в чистом виде (алюминий, магний, кремний, свинец, олово), а также сплавы на основе меди – латунь и бронза не имеют преимуществ не только перед медью, но и перед алюминиево-оловянным сплавом, так как у них значение параметра термической устойчивости значительно меньше.

Даже такой металл, как серебро, обладающий в природе наиболее высокой теплопроводностью, имеет параметр термической стойкости только на 4% превышающий значение для меди, но, что естественно, по стоимости он несоизмеримо более дорогой.

Таблица 2 - Параметры термической стойкости для различных материалов опорной поверхности подшипников скольжения

Материал опорной	Коэффициент теплопроводности (в диапазоне температур до 200 ⁰ C) λ , Вт/(м. К)	Температура плавления, t ⁰ C	Параметр термической стойкости		
			$(\lambda \times t)$, Вт/м	Относительный параметр термической стойкости, %	
				База баббит	База алюминиево-оловянный сплав
Олово (Sn)	65	232	1 5 080	100,5	10,5
Свинец (Pb)	35	323	11 305	75	7,8
Баббит	50		15000	100	10,5
Бронза (90% Cu, 10% Sn)	43,74	900	39 366	262,2	17,2
Латунь (90%Cu, 10% Zn)	106,92	900	96 228	641,5	66,9
Кремний (Si)	55	936	51 480	343,2	35,8
Магний (Mg)	167	651	102 207	681,4	71,1
Алюминий (Al, чистый)	209	657	137 313	915,4	95,6
Алюминиево-оловянный сплав (Sn-20%)	239,36	600	143 616	957,5	100
Медь (Cu)	390	1083	422 370	2815,8	294,1
Серебро (Ag)	415	1063	441 145	2941,0	307,2

Другие свойства меди, такие как твердость, пластичность, наличие пленки окисла по твердости мало отличающейся от твердости основного металла, технологичности обработки (возможность прокатки, штамповки), также показывают целесообразность использования меди для выполнения

опорных поверхностей подшипников скольжения.

Этот результат позволяет сделать вывод, что подшипники с медными вкладышами позволяют существенно повысить качество подшипников скольжения.

С целью подтверждения этого вывода для подшипников скольжения кинематических механизмов ДВС было проведено экспериментальное определение интенсивности изнашивания подшипников на машине трения.

Методика эксперимента подбиралась таким образом, чтобы испытание проводилось в близких к реальным условиям эксплуатации подшипника в механизме ДВС, но при этом в ускоренном режиме [4], для этого использовался корпус стандартного подшипника шатуна при диаметре шейки вала 50 мм и шириной 25 мм.

Радиальная нагрузка на подшипник задавалась равной 250 Н, что создавало на подшипнике удельную нагрузку 250 кг/см^2 , близкую по величине, возникающей в реальных условиях в ДВС.

Но нагрузка воздействовала во время опыта постоянно, и только на одну сторону подшипника.

По расчету режима работы подшипника под заданной нагрузкой в машине трения в течение 220 ч подшипник СА алюминиевым вкладышем, произошло одностороннее изнашивание, соответствующее работе подшипника в реальном двигателе при импульсной нагрузке за 1500 мото-часов.

Первая серия опытов на машине трения проводилась с установленными алюминиево-оловянными вкладышами. В этой серии опытов было подтверждено, что процесс изнашивания подшипника происходит по классической зависимости.

За время 8-10 ч происходит приработка фрикционного контакта, после чего наступает стабильный режим изнашивания с интенсивностью 0,0002 г/ч или в объемных единицах $0,000074 \text{ см}^3/\text{ч}$.

После работы подшипника под нагрузкой в течение 230 ч интенсивность изнашивания резко возрастает, процесс переходит в режим ускоренного изнашивания.

Переход с режима стабильной работы на режим ускоренного изнашивания произошел при потере массы вкладыша 0,08 г, при которой радиальный зазор в подшипнике достиг предельной допустимой величины 0,15 мм.

Отметим, что именно величина зазора в подшипнике определяет его ресурс, так как при увеличении зазора сверх допустимой техническими условиями величины, нарушается режим образования масляного клина, обеспечивающего жидкостное трение.

Другая серия опытов проводилась в тех же условиях, но с медными вкладышами.

Обработка результатов опытов этой серии показала, что изнашивание происходит с интенсивностью 0,000135 г/ч, или в объемных единицах $0,000015 \text{ см}^3/\text{ч}$, т.е. по объемным величинам, в 5,0 раза менее интенсивно, чем для алюминиевого вкладыша.

При этом режим интенсивного изнашивания не был достигнут. Сравнительные данные работы подшипника с медными вкладышами и стандартными подшипниками с алюминиево-оловянной поверхностью скольжения проводилось по относительной величине зазора, принимая за 100% условия, которые создаются после приработки подшипника.

На рис. 2 приведены сравнительные изменения относительной и максимальной (в%) величин зазора в стандартном подшипнике и подшипнике с медными вкладышами.

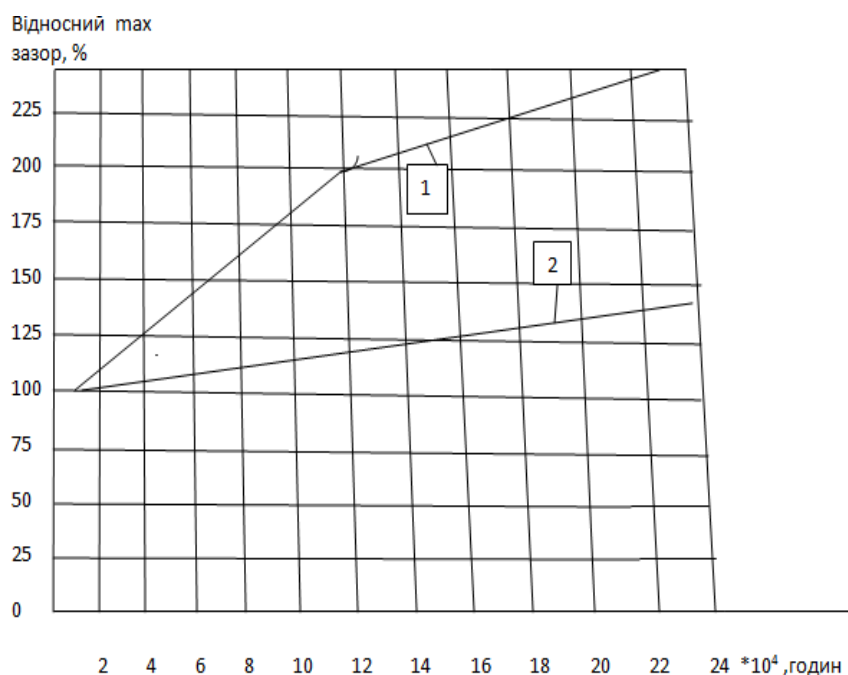


Рис. 2 – Сравнение изменения относительной максимальной величины зазора в подшипнике от времени работы подшипника в режиме стабилизированного процесса изнашивания:

1 – стандартный подшипник с вкладышем с алюминиево-оловянной скользящей поверхностью; 2 – медный вкладыш.

Результаты. Графики на рис. 2 наглядно показывают, что у подшипника с медными вкладышами увеличение максимального зазора происходит с существенно меньшей скоростью.

Расчет по данным эксперимента показывает, что предельный максимальный зазор в подшипнике на машине трения может быть достигнут только после примерно 2 тыс. ч работы подшипника под нагрузкой, или в условиях работы в реальном ДВС через 14 000 ч.

Анализ полученных результатов показал, что замена рядом четырех цилиндрических двигателях алюминиевых вкладышей на медные увеличивает стоимость двигателя всего на 3 %, однако межремонтный период при этом увеличивается почти в десять раз за счет уменьшения затрат на ремонт. Снижаются также эксплуатационные расходы на ремонт, в расчете на 1 час эксплуатации, с 1,8 грн./ч до 1,9 грн./ч или более чем в восемь раз.

Кроме рассмотренного основного мероприятия по повышению качества подшипников скольжения, заключающегося в использовании вкладышей из

меди. Рассматривались также другие методы повышения качества. В частности внедрение графита в поверхность скольжения.

Графит, имея чешуйчатую структуру кристаллов, создает на поверхности твердого материала микрослой кристаллов графита. При возникновении радиальных нагрузок, превышающих способность слоя смазки разделять скользящие поверхности, либо при нарушении подачи смазки или потере маслом смазывающих свойств, в т. ч. в период запуска двигателя, графит играет роль твердой смазки, исключая схватывание металлических поверхностей.

Вполне естественно, лучшим вариантом для этого является применение порошковой технологии [3].

Поскольку применение порошковой технологии оправдано при серийном ее использовании, в опытах внедрение графита выполнено путем засверливания на поверхности вкладыша лунок и заполнения их твердеющей пастой на основе жидкого стекла.

Другой метод повышения качества подшипников заключается в предварительном нанесении меди на шейки вала. При этом возникает пара трения медь/медь и при перегрузках подшипника возможно возбуждение и избирательного переноса снижающего силу трения и уменьшающее изнашивание поверхностей [5].

Оба эти метода не проявились существенно в режиме нормальной работы подшипников. Результаты процесса изнашивания в них не отличались от результатов серии опытов с медными вкладышами, положительный эффект был, но с незначительным отклонением.

Но при увеличении нагрузки на подшипник в два раза до 500 Н не произошло резкого увеличения интенсивности изнашивания.

Следовательно, эти методы можно рассматривать только как дополнительные ступени защиты подшипников на нерасчетных режимах, когда они проявляются положительно.

На основании полученных результатов разработан предварительный регламент линии по мелкосерийному производству медных вкладышей для ремонтных предприятий, специализирующихся на ремонте двигателей внутреннего сгорания. В качестве информации следует добавить, что Казахстан является одним из крупнейших производителей меди.

Поэтому организация производства медных вкладышей из отечественной меди существенно повышает качественные показатели подшипников скольжения для ДВС и их экономические показатели, что позволит республике не только обеспечить свой транспорт качественной продукцией, но и выйти на международный рынок с высококачественной и конкурентоспособной продукцией двигателестроения, производимой на предприятиях республики из отечественного сырья.

Заключение. На основе анализа свойств материалов для подшипников скольжения получено, что применяемые в настоящее время стандартные подшипники скольжения для ДВС обладают ограниченными качественными показателями и не обеспечивают ресурса работы двигателя.

В результате проведенных теоретических и экспериментальных

исследований получено, что лучшим материалом для подшипников скольжения является медь.

Подшипники с применением меди обеспечивают увеличение межремонтного ресурса двигателя в семь-восемь раз.

Величина затрат на ремонт двигателя в расчете на один час эксплуатации при использовании медных подшипников снижается более чем в восемь раз.

Медные подшипники обладают дополнительными возможностями улучшения их свойств. Это возможно при применении и внедрении графита в медную основу подшипника (применение меднографита), а также предварительного омеднения шейки вала фрикционным методом.

Полученные дополнительные мероприятия проявились в экстремальных условиях, при превышении радиальной силы на подшипник, либо при нарушении условий смазки, в том числе в пусковом режиме двигателя. Таким образом, применение меди в конструкции подшипников скольжения существенно повышает их качество.

Список использованных источников

1. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. – М.: Машиностроение. 1959, - 186 с.
2. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение. 1968, - 480 с.
3. Гаркунов Д.Н. Триботехника. М. Машиностроение. 1989, - 327 с.
4. Кугель Р.В. Испытание на надежность машинных элементов. М.: Машиностроение. 1982. - 181 с.
5. Повышение износостойкости на основе избирательного переноса. Под редакцией Гаркунова Д.Н. – М.: Машиностроение. 1977, - 121 с.

Анотація

ДОСЛІДЖЕННЯ І ВДОСКОНАЛЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Листопад І., Ткаченко Д.

Рассмотрены технические аспекты совершенствования подшипников скольжения в поршневых двигателях внутреннего сгорания при использовании различных материалов для вкладышей и шеек коленчатых валов.

Abstract

RESEARCH AND SOVERSHENSVOVANIE PLAIN BEARINGS COMBUSTION ENGINES

I. Listopad, D. Tkachenko

Examine the technical aspects of improving the bearings in reciprocating internal combustion engines using different materials for vkladishey and journals of crankshafts.

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРАЦЕОХОРОННОЇ РОБОТИ В НАВЧАЛЬНО-ВИХОВНОМУ ПРОЦЕСІ АГРАРНИХ ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ

Войналович О.В., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Кірієнко М.М., к.т.н., Присяжна Л.П., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Для поліпшення організації навчання з охорони праці в аграрних вищих навчальних закладах необхідно забезпечити належний рівень викладання працезахоронних дисциплін з дотриманням встановлених обсягів викладання, дотримуватися нормативів щорічних відрахувань на впровадження заходів з охорони праці з усіх джерел фінансування.

Постановка проблеми. У Законах України «Про освіту» та «Про вищу освіту» зазначається, що педагогічним та науково-педагогічним працівникам має бути забезпечено належні умови праці та відпочинку, побуту, медичного обслуговування. Особи, які навчаються у вищих навчальних закладах, мають право на: безпечні і нешкідливі умови навчання, праці та побуту.

За порушення нормативно-правових актів з охорони праці, невиконання розпоряджень посадових осіб органів державного нагляду за охороною праці для керівників навчальних закладів, науково-педагогічних працівників та інших учасників навчально-виховного процесу встановлено певні види відповідальності згідно з чинним законодавством.

Організація працезахоронної роботи в аграрних вищих навчальних закладах має ряд особливостей, які необхідно враховувати у навчально-виховному процесі. Зокрема, це стосується забезпечення належних (безпечних) умов праці на місцях практик, дотримання встановленого режиму праці та відпочинку науково-педагогічними працівниками. Мають певні відмінності нормативних актів, що регламентують організацію і ведення роботи з охорони праці у навчальних закладах.

Тому важливим для аграрних вищих навчальних закладів є розроблення і введення у дію необхідного переліку документів з охорони праці, ознайомлення з ними працівників, студентів, слухачів та аспірантів з метою запобігання травматизму та захворюваності на всіх етапах навчально-виховного процесу, формування у них працезахоронного світогляду, поліпшення стану викладання дисциплін з охорони праці.

Аналіз досліджень і публікацій. У останній час у ряді посібників, збірниках нормативних документів та наукових праць проаналізовано ступінь дотримання вимог безпеки життєдіяльності та охорони праці у вищих

навчальних закладах, розроблено ряд документів, де деталізовано працезохоронні вимоги до навчально-виховного процесу [1-3 та ін.].

Разом з тим авторам статті не вдалося отримати інформації щодо рівня травматизму серед студентів та працівників аграрних вузів за останні роки, оскільки жодна з установ – Міністерство аграрної політики і продовольства України, Міністерство освіти і науки України, Фонд соціального страхування від нещасних випадків на виробництві, Державна служба нагляду в гірництві та з промислової безпеки – окремо такої статистики не веде. Ставлення до безпеки і здоров'я учнів та студентів у нашій державі проявляється у страхуванні учасників навчально-виховного процесу від нещасного випадку на виробництві та професійного захворювання [4]. Так, наприклад, студентів Австрії, Німеччини, США та інших провідних країн світу страхують від нещасних випадків у ВНЗ у рамках національних законів страхування. В Україні таке страхування є лише декларативним, адже потерпілі під час практики на виробництві студенти (чи особи, які їх представляють) не отримують ніяких компенсаційних коштів у разі отримання травм у навчальному закладі чи місцях проведення практики.

У статті [5] розглянуто можливості впровадження різноманітних інноваційних навчальних технологій у навчанні з охорони праці, проаналізовано чинники, що заважають активному використанню інновацій у навчальному процесі. Серед них вказано недосконалість нормативно-правових засад та методичного інструментарію працезохоронного навчання. Так, потрібно відслідковувати результати попереднього навчання з питань охорони праці, застосовувати різноманітні форми нових навчальних технологій, зокрема комп'ютерних, диференціювати тривалість та зміст проведення працезохоронного навчання залежно від категорії слухачів та студентів.

На важливості професійно-педагогічної та професійно-психологічної підготовки викладачів загально-технічних дисциплін, до групи яких належить дисципліна «Основи охорони праці», зосереджено увагу в роботі [6]. Автори вважають, що специфіка навчання працезохоронній діяльності потребує своєрідного сполучення фундаментальних, спеціальних, педагогічних, психологічних знань і вмінь викладачів навчального закладу.

Мета даної статті – висвітлити наявні проблеми з охорони праці у навчально-виховному процесі вищих навчальних закладів та окреслити заходи для їх усунення.

Виклад основного матеріалу. Можна умовно виокремити три групи працезохоронних проблеми в аграрних закладах освіти: – ті, що безпосередньо стосуються навчання з питань охорони праці; – наявність неусунутих виробничих небезпек і шкідливостей на місцях практичного навчання; – недостатність фінансування заходів з охорони праці.

I. Навчання з охорони праці. Нині в аграрних вищих навчальних закладах викладання дисциплін «Основи охорони праці» та «Охорона праці в галузі» відбувається на основі відповідних Типових навчальних програм, що були розроблені згідно з наказом Міністерства освіти і науки України, Міністерства України з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від

наслідків Чорнобильської катастрофи та Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду від 21.10.2010 р. № 969/922/216 «Про організацію та вдосконалення навчання з питань охорони праці, безпеки життєдіяльності та цивільного захисту у вищих навчальних закладах України».

Розроблення та впровадження кілька років тому Типових навчальних програм з основних працезахоронних дисциплін було вкрай потрібним, адже стало дієвим інструментом для збереження на належному рівні обсягів викладання таких дисциплін, оптимального розподілу співвідношення лекційних, лабораторних і практичних занять, зобов'язало заклади освіти вводити до випускних робіт (проектів) розділи з охорони праці та ін. Однак зазначені Типові навчальні програми характеризуються багатьма недоречностями, які можна пояснити кастивістю колективів розробників та відсутністю серйозного обговорення змісту Типових програм викладачами працезахоронних дисциплін, наприклад в Інтернеті.

І якщо робочі навчальні програми з дисципліни «Основи охорони праці» для різних факультетів аграрних закладів освіти відрізняються мало, хіба що переліком лабораторних і практичних робіт, то цього не скажеш у випадку дисципліни «Охорона праці в галузі». Тому нині актуальним є розроблення Типових навчальних програм з працезахоронних дисциплін для аграрних навчальних закладів, де має бути враховано особливості працезахоронного забезпечення виконання різноманітних робіт у підгалузях аграрного сектору економіки України.

Автори чинних Типових навчальних програм зазначених дисциплін не зуміли подолати вад попередніх Типових програм, що зафіксували штучний поділ дисципліни «Охорона праці» на дві частини: «Основи охорони праці» та «Охорона праці в галузі». Через це мають місце багато повторів в обох програмах (зокрема, щодо питань державного нагляду за охороною праці, пожежної безпеки та ін.). На нашу думку недоцільним є перенесення розділу, що стосується розслідування нещасних випадків, до дисципліни «Охорона праці в галузі». Адже наріжним каменем вивчення основ охорони праці є засвоєння студентами зв'язку між причинами (неправильними діями працівників і небезпечними обставинами виробничого довкілля) і наслідками (виробничими травмами, професійними захворюваннями). А це безпосередньо виявляється під час аналізу документів розслідування виробничих травм (професійними отруєнь чи хвороб).

З іншого боку певні розділи Типової програми з дисципліни «Охорона праці в галузі» складено з явним бажанням надати їм певної науковості на противагу задекларованій у назві дисципліни практичності. Насамперед це стосується теоретичних засад функціонування системи управління охороною праці, міжнародної діяльності у галузі охорони праці, наукової працезахоронної діяльності. Аж ніяк не зменшуючи вагомості цих проблем, все ж їх втиснути у вузькі обсяги дисципліни «Охорона праці в галузі» можна лише за рахунок інших частин, здебільшого практичної підготовки.

А от виробничим ризикам, кількісним методам їх оцінювання приділено недостатньо уваги. Це ж стосується практичних (а не декларативних) питань

розроблення і впровадження системи управління охороною праці в галузі та на підприємстві.

Тож навчальним частинам аграрних вузів необхідно дотримуватися встановлених наказом № 969/922/216 обсягів викладання нормативних дисциплін з охорони праці, не допускати їх штучного об'єднання з іншими дисциплінами, забезпечувати атестацію знань студентів у вигляді іспитів чи диференційованих заліків, планувати навчальне навантаження для проведення викладачами з охорони праці консультацій з відповідних розділів дипломних проектів (робіт) в обсягах не менше 1,5 години на студента.

Для поліпшення навчання необхідно створити при кафедрах працезохоронного спрямування навчально-методичних центрів з охорони праці. Основним завданням таких підрозділів має стати проведення навчання (тренінгів) з охорони праці для працівників аграрних підприємств регіону та розроблення методичного забезпечення такого навчання. З цією метою викладачами кафедри безпеки життєдіяльності ХНТУСГ була запропонована програма підвищення як професійної, так і соціально-наукової кваліфікації спеціалістів аграрного профілю з охорони праці [7].

Такі заходи дозволять викладачам кафедр, задіяних у роботі навчально-методичного центру з охорони праці, відстежувати працезохоронні проблеми сільськогосподарського виробництва та будувати навчальний курс з урахуванням практичних завдань запобігання травматизму і захворюваності в АПК, особливостей функціонування галузевої СУОП.

II. Місця практик у навчально-дослідних господарствах аграрних вищих навчальних закладів. Важливим є регламентування дій керівників аграрних вищих навчальних закладів та навчально-дослідних господарств, де студенти проходять практичні заняття, керівників практик, спеціалістів з охорони праці щодо забезпечення вимог охорони праці на місцях практики. Особливістю проходження практики студентами аграрних вищих навчальних закладів є наявність на територіях і приміщеннях виробничих підрозділів навчально-дослідних господарств багатьох небезпечних і шкідливих чинників – мобільних машин, незакритих кожухами рухомих (обертюваних) вузлів сільськогосподарських агрегатів та механізмів, норавливих тварин та ін.

Тому умовою проведення практичного навчання в навчально-дослідних господарствах чи на базах практики повинно стати розроблення Паспортів з охорони праці на робочих місцях практичного навчання. У таких паспортах мають бути вказані неусунуті виробничі небезпеки і шкідливості, а також комплексні заходи для їх усунення, використовувані засоби індивідуального захисту та порядок нагляду з боку посадових осіб (працівників) господарства за виконанням робіт студентами (за їх перебуванням на території виробничого підрозділу). Із затвердженими керівником навчально-дослідного господарства паспортами потрібно ознайомити студентів та керівників їх практичного навчання.

Інструктажі з безпеки життєдіяльності та охорони праці зі студентами, які від'їжджають на практику, повинні починатися у вищому навчальному закладі. (рис. 1). На кафедрах працезохоронного спрямування мають бути розроблені відповідні програми інструктажів [1] з детальним висвітленням питань безпеки

перебування студентів у дорозі до баз практики та на території навчально-дослідного господарства, під час проживання у гуртожитках, виконання основних виробничих процесів та під час дозвілля.

Ці інструктажі аж ніяк не скасовують інструктажі з охорони праці (вступного і первинного), які мають бути проведені на місцях проходження практики, а є їх важливим доповненням. Практика для студентів з певних навчальних дисциплін має стати також практикою з охорони праці, коли студенти зможуть порівняти стан охорони праці у виробничих підрозділах баз практики з відповідними нормативними вимогами, вказаними у чинних державних нормативних актах з охорони праці та запропонувати керівництву господарства ефективні працезахоронні заходи.

III. Фінансування заходів з охорони праці у вищому навчальному закладі. Як і на більшості підприємств АПК, впровадженню заходів з охорони праці заважає нестача коштів. Згідно зі ст. 19 Закону України «Про охорону праці» на щорічні потреби з охорони праці підприємство, незалежно від форм власності, має витратити не менше 0,5 % від фонду оплати праці за попередній рік. Ці кошти потрібно спрямовувати на реалізацію комплексних заходів щодо досягнення встановлених нормативів безпеки, гігієни праці та виробничого довкілля, підвищення наявного рівня охорони праці, запобігання випадкам виробничого травматизму, професійного захворювання, аваріям і пожежам.

За порушення вимог щодо фінансування заходів з охорони праці згідно з вимогами ст. 43 Закону України «Про охорону праці» підприємство має сплатити штраф із розрахунку 25 % від різниці між розрахунковою мінімальною сумою витрат на охорону праці у звітному періоді та фактичною сумою цих витрат за такий період. Для контролю обсягів фінансування на потреби охорони праці бухгалтерія підприємства повинна складати реєстр працезахоронних витрат з обов'язковим зазначенням реквізитів первинних бухгалтерських документів. У податковому та бухгалтерському звіті підприємства сума асигнувань та фактичні витрати на потреби охорони праці вказують окремим рядком.

Перелік витрат на охорону праці має відповідати «Переліку заходів та засобів з охорони праці, витрати на здійснення та придбання яких включаються до валових витрат», затвердженому постановою Кабінету Міністрів України від 27.06.2003 р. № 994.

Окрім витрат на приведення основних фондів підприємства у відповідність з вимогами НПАОП потрібно також профінансувати:

- проведення атестації робочих місць на відповідність НПАОП, оформлення стендів, оснащення кабінетів, куточків та виставок з охорони праці, придбання необхідних НПАОП, наочних посібників, літератури, плакатів, відеофільмів, макетів, програмних продуктів тощо з питань охорони праці;

- проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці посадових осіб та інших працівників у процесі трудової діяльності, організацію лекцій, семінарів та консультацій із зазначених питань;

- забезпечення працівників спеціальним одягом, взуттям та засобами індивідуального захисту відповідно до встановлених норм (зокрема,

забезпечення мийними засобами та засобами, що нейтралізують небезпечну дію на організм або шкіру шкідливих речовин під час виконанням робіт, де може статися забруднення цими речовинами);

- надання працівникам, зайнятим на роботах із шкідливими умовами праці, спеціального харчування, молока чи рівноцінних харчових продуктів, а також газованої солоної води;

- проведення обов'язкового попереднього, періодичного і позапланового медичного огляду працівників, зайнятих на важких роботах, роботах з небезпечними чи шкідливими умовами праці або таких, де є потреба у професійному доборі.



Рис. 1 – Порядок проведення інструктажів з охорони праці під час практик студентів аграрних ВНЗ

Враховуючи необхідність підвищення рівня безпеки праці на робочих місцях баз практики, має бути встановлено відрахування на впровадження заходів з охорони праці з усіх джерел фінансування аграрних ВНЗ (не лише з обсягів бюджету ВНЗ, а обсягів науково-дослідних робіт та програм, інших позабюджетних коштів) на рівні, що перевищує мінімальні нормативи (не менше 0,5 % від фонду оплати праці за попередній рік).

Висновки. Для поліпшення стану охорони праці в аграрних вищих навчальних закладах необхідно забезпечити належний рівень викладання працезохоронних дисциплін з дотриманням встановлених обсягів викладання, дотримуватися нормативів щорічних відрахувань на впровадження заходів з охорони праці з усіх джерел фінансування.

Умовою проведення практичного навчання у навчально-дослідному господарстві чи на інших базах практики повинно стати розроблення Паспортів з охорони праці на робочих місцях практичного навчання. У таких паспортах мають бути вказані неусунуті виробничі небезпеки і шкідливості, а також комплексні заходи для запобігання травматизму та захворюваності.

Список використаних джерел

1. Войналович О.В., Рідей Н.М., Іванишин В.В., Гладкий А.М. та ін. Правове регулювання організації роботи з охорони праці учасників навчально-виховного процесу (за загальною редакцією академіка Д.О.Мельничука). – К.: Видавничий центр НУБіП України. – 2012. – 322 с.
2. Забезпечення прав та обов'язків дітей і батьків в процесі навчання / Упоряд. С.О.Лесковець. – Х.:Торсінг плюс, 2009. – 368 с.
3. Войналович О.В., Дерев'янка Д.А., Шевчук О.А. Сучасні підходи щодо організації інтенсивного навчання з питань охорони праці / Збірник наукових праць 10-ї міжнародної науково-методичної конференції «Безпека життя і діяльності людини – освіта, наука, практика», К.: Центр учбової літератури, 2011. – Т.1. - С. 116 – 121.
4. Захист трудових прав освітян / Упоряд. С.О.Лесковець. – Х.: Торсінг плюс, 2009. – 624 с.
5. Секачева Л.М., Овчаров А.И., Касьянова Т.И. Инновации в обучении охране труда: проблемы внедрения // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 2. – С. 105-112.
6. Понамарьов О.С., Латишева М.М., Павленко Т.С. Проблеми промислової безпеки в системі формування гуманітарно-технічної еліти // Теорія і практика управління соціальними системами. – Харків НТУ «ХПІ», 2006. – № 1. – С. 100-109.
7. Кірієнко М.М., Присяжна Л.П., Малашенко Л.А. Деякі аспекти удосконалення методичної моделі професійної програми підвищення кваліфікації спеціалістів та посадових осіб з питань охорони праці // Механізація сільськогосподарського виробництва. - Вісник ХНТУСГ.- вип. 44.- Т.1.- Харків.- 2006.

Аннотація

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОТЫ ПО ОХРАНЕ ТРУДА В УЧЕБНО-ВОСПИТАТЕЛЬНОМ ПРОЦЕССЕ АГРАРНЫХ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

Войналович А., Кириенко Н., Присяжная Л.

Для улучшения состояния охраны труда в аграрных вузах необходимо обеспечить надлежащий уровень преподавания дисциплин по охране труда с соблюдением установленных объемов преподавания, придерживаться нормативов ежегодных отчислений на внедрение мероприятий по охране труда из всех источников финансирования вуза.

Abstract

IMPROVEMENT OF LABOR PROTECTION IN THE EDUCATIONAL PROCESS OF AGRARIAN INSTITUTIONS OF HIGHER EDUCATION

A.Voynalovich, N. Kiriyenko, L. Prisiazhnaia

To improve safety in agricultural universities need to provide the appropriate level of teaching courses on health and safety in compliance with the established volumes of teaching standards to adhere to the annual allocations for the implementation of labor protection measures from all sources of funding of the university.

УДК 629.017

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПУТЁМ КОНТРОЛЯ ПРЕДЕЛЬНЫХ УГЛОВ НАКЛОНА

Дубинин Е.А., к.т.н., доц.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

**Полянский А.С., д.т.н., проф., Задорожня В.В., ст. преподаватель,
Костенко А.Ю., магистр**

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Разработана система контроля предельных углов наклона мобильных машин, позволяющая повысить их поперечную и продольную устойчивость при движении на уклонах. Результаты могут быть использованы при изготовлении и модернизации мобильных машин. Ключевые слова: мобильная машина, уклон, система контроля, устойчивость

Введение. Одной из важнейших предпосылок снижения опасности возможных аварийных ситуаций для мобильных машин в производственных условиях является содержание в нормальном состоянии производственных объектов. При этом надежность машин должна расцениваться как существенный фактор снижения вероятности несчастных случаев, в том числе из-за опрокидываний. При работе скоростных современных тракторов на склонах это приобретает особую значимость [1].

Условия работы мобильных машин с различными компоновками на

склонах являются потенциально опасными, так как крутизна склонов, неровности местности и другие факторы способствуют возникновению критических ситуаций – потере их продольной или поперечной устойчивости. Это приводит к использованию ряда конструктивных и предупредительных мер по повышению устойчивости тракторов [2, 3].

Анализ последних достижений и публикаций. Устройства, обеспечивающие безопасность тракториста, классифицируются следующим образом [4]: защитные, противоопрокидывающие, сигнализирующие и автоматической остановки трактора. Принцип работы, стоимость, универсальность применения таких устройств различна. Большое количество их связано с изменением конструкции машины. Поэтому вопросы разработки универсальных систем контроля предельных углов наклона колесных машин являются актуальными.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является повышение поперечной и продольной устойчивости мобильных машин. Для достижения поставленной цели необходимо разработать принципиальную схему системы контроля предельных углов наклона мобильной машины и прибор сигнализации водителю о превышении допустимого угла наклона.

Разработка системы контроля предельных углов наклона мобильной машины. Безопасность работы мобильной машины определяется как состоянием водителя, так и состоянием самой машины. Состояние водителя зависит от условий труда и физиологических особенности самого тракториста. В свою очередь, условия труда формируются следующей группой факторов [5]:

- определяющие условия труда, от которых зависит физиологическое состояние водителя (микроклимат кабины, шум, вибрации и колебания, освещенность, запыленность и загазованность);

- составляющие предмет эргономики – удобство расположения органов управления, рабочая поза водителя, обзорность, психологическая нагрузка на водителя;

- производственно-эстетические, влияющие на настроение и тонус водителя;

- морального характера (все, что способствует атмосфере энтузиазма при выполнении работы).

Кроме условий труда состояние водителя зависит от его собственных качеств. К ним относятся:

- психотехнические данные, соответствие их требованиям, предъявляемым водителю (быстрота реакции, быстрота восприятия, внимательность, умение распределять внимание – способность оптимизировать свои манипуляции и др.);

- психофизиологическое состояние в момент работы – все, что создает настроение и темп нарастания утомления, вызванный этим обстоятельством;

- квалификация, опыт, определяемый стажем работы, натренированностью, способствующие выдержке и выносливости водителя.

Техническое состояние мобильной машины зависит от ее свойств и условий работы: технического совершенства трактора и агрегируемых с ним машин,

элементов сочленения или навески; технической исправности всех узлов и агрегатов машины; правильности настройки или регулировки всех систем в соответствии с режимом работы; степени автоматизации режима работы и так далее.

Анализ причин опрокидывания тракторов и тракторных поездов, проведенный в работе [6] позволяет классифицировать их наиболее частые случаи. В таблице 1 приведены причины таких происшествий, связанные с состоянием или действиями водителя, а также техническим состоянием машины.

Таблица 1 – Причины ДТП и опрокидывания колесных тракторов, связанные с состоянием или действиями водителя, техническим состоянием машины

Причина	% от общего количества
Неудобство в управлении	5,5
Усталость водителя	7,9
Алкогольное опьянение и нарушение дисциплины	3,6
Низкая квалификация	12,5
Нарушение ПДД	3,5
Техническое состояние	20,5

Таким образом, более 30% ДТП, в том числе с опрокидыванием колесных машин, связаны с состоянием или действиями водителя. Поэтому перспективным направлением повышения безопасности эксплуатации является автоматизация процесса предотвращения опрокидывания мобильных машин [7].

Зарубежные и отечественные производители создают тракторы повышенной устойчивости и тракторы со стабилизацией остова, сохраняющие вертикальное положение при работе на склоне, но их ценовая политика не всегда удовлетворяет сельскохозяйственные предприятия. Более эффективной является модернизация имеющихся машин путем установки на них различных устройств и приспособлений, предназначенных для предупреждения водителя об опасном крене или автоматической остановки при аварийном крене с целью защиты от опрокидывания.

В настоящее время наиболее приемлемым вариантом системы для повышения безопасности использования мобильных машин при работах на склонах являются сигнализирующие устройства, которые служат для предупреждения водителя об опасном крене машины на предельном уклоне. При достижении трактором предельного крена или работе на предельном склоне сигнализирующее устройство подает звуковой или световой сигнал непосредственно в кабину оператора.

Для информирования оператора мобильной машины об углах ее наклона при работе разработана система контроля. Она позволяет повысить безопасность использования колесных машин, в том числе с шарнирно-сочлененными рамами, при выполнении различных работ, в том числе транспортных, на поперечном уклоне. Принципиальная схема работы системы представлена на рисунке 1. Система при наличии опасности опрокидывания сигнализирует водителю о превышении допустимого угла наклона при помощи прибора ПЗФ-2К. Если водителя своими действиями не снижает опасности

(уменьшение скорости движения вплоть до полной остановки машины), система останавливает мобильную машину принудительно.

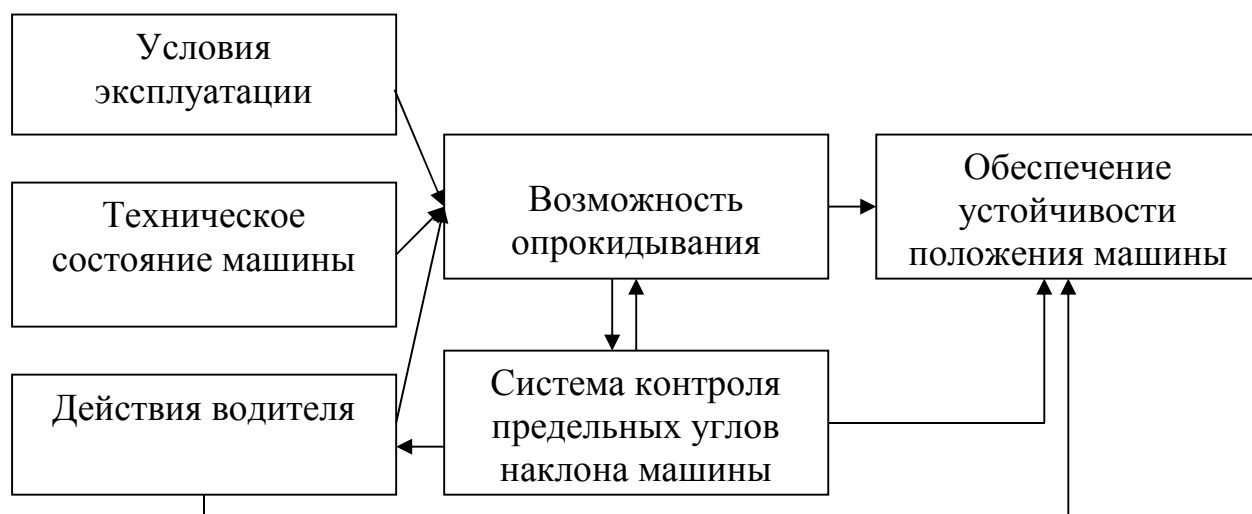


Рис. 1 – Схема работы системы контроля предельных углов наклона мобильной машины

Реализация предложенной схемы по обеспечению продольной и поперечной устойчивости мобильных машин водителем при движении на уклонах осуществлена в приборе ПЗФ-2К (рис. 2).



Рис. 2 – Система контроля предельных углов наклона мобильной машины:
а) общий вид прибора ПЗФ-2К; б) эксплуатационные испытания системы контроля

Проведенные эксплуатационные испытания разработанного прибора ПЗФ-2К на колесных тракторах с шарнирно-сочлененными рамами тягового класса 30 кН показали его работоспособность и необходимое быстродействие для обеспечения поперечной и продольной устойчивости при движении машины на уклонах. Дальнейшее развитие системы будет заключаться в автоматизации процесса уменьшения скорости движения вплоть до полной остановки машины.

Выводы. Обоснована схема системы контроля предельных углов наклона мобильных машин, позволяющая повысить их поперечную и продольную устойчивость при движении на уклонах. Разработана конструкция прибора ПЗФ-2К, позволяющая информировать водителя о превышении допустимого угла наклона машины.

Проведенные эксплуатационные испытания разработанного прибора ПЗФ-2К показали, что имеющие место факты опрокидывания машины при работе на поперечном уклоне можно полностью исключить.

Список использованных источников

1. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / В.Ф. Коновалов – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
2. Калашян Р.Т. Изыскание и исследование противоопрокидывающего устройства для повышения устойчивости тракторных сельскохозяйственных агрегатов при работе на склонах: автореф. дисс. на соиск. степени канд. техн. наук / Р.Т. Калашян. – Ереван, 1979. – 23 с.
3. Андрос В.А. О предотвращении возможности опрокидывания тракторов / В.А. Андрос // Тракторы и сельхозмашины, №1. – 1967. – С.12-13.
4. Амельченко П.А. Колесные тракторы для работы на склонах / П.А. Амельченко, И.П. Ксенович, В.В. Гуськов, А.И. Якубович. – М.: Машиностроение, 1978. – 245 с.
5. Задорожня В.В. Пути и методы снижения опасных последствий ДТП и числа опрокидываний / В.В. Задорожня, А.С. Полянский // Вестник ХНАДУ: Сб. науч. тр. – Х.: ХНАДУ, 2012. – Вып.59. – С. 209-214.
6. Поспелов Ю.А. Оценка устойчивости тракторов и тракторных поездов. / Ю.А. Поспелов, Р.А. Левин, А.В. Галаган // Тракторы и сельскохозяйственные машины, № 1. – 2003. – С. 20-21.
7. Пат. 77840 Україна, МПК В60W 30/02. Спосіб підвищення поперечної стійкості колісних машин з використанням електронних систем / Подригало М.А., Полянський О.С., Дубінін Є.О., Клец Д.М., Задорожня В.В.; заявник та патентовласник Харк. нац. автом.-дорожн. університет. – №201210778; заявл. 14.09.12; опубл. 25.02.13, Бюл. №4.

Анотація

СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ГРАНИЧНИХ КУТІВ НАХИЛУ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ

Полянський О., Дубінін Є., Задорожня В., Костенко О.

Розроблено систему контролю граничних кутів нахилу мобільних машин, що дозволяє підвищити їх поперечну і поздовжню стійкість при русі на ухилах. Результати можуть бути використані при виготовленні та модернізації мобільних машин.

Ключові слова: мобільна машина, ухил, система контролю, стійкість

Abstract

CONTROL SYSTEM OF MOBILE MACHINE TILT ANGLES LIMITS

A. Polyanskiy, Ye. Dubinin, V. Zadorozhnyaya, A. Kostenko

The monitoring system of mobile machines limit angles, allowing to increase the transverse and longitudinal stability when driving on slopes is developed. The results can be used in manufacture and modernization of mobile machines.

Key words: mobile machine, bias, control system, stability

УДК 614.8:631.3

ВИКОРИСТАННЯ ЧАСОВИХ РЯДІВ У ПРОГНОЗУВАННІ ТРАВМАТИЗМУ

**Кірієнко М.М., к.т.н., Присяжна Л.П., к.т.н., Сметанкін В.О., к.т.н.,
Шерстюк В.С., к.т.н., Гречко Т.Ю., студ.**

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Доведено доцільність застосування часових рядів в прогнозуванні травматизму.

Постановка проблеми. Агропромисловий комплекс України є однією з найбільш травмонебезпечних і складних галузей економіки, де рівень летального травматизму залишається неприпустимо високим.

За статистикою в загальній структурі причин нещасних випадків з тяжкими наслідками на виробництві більше 60%, а зі смертельними наслідками більше 70% займають організаційні причини. Поряд з організаційними причинами високого травматизму і захворюваності сприяють різноманітність видів робіт у різних погодних і кліматичних умовах, недосконалість навчання, незадовільні умови праці, зношеність інженерно-технічного обладнання, недосконалість техніки, нестача коштів на охорону праці, недостатня увага до застосування методів і засобів профілактики травматизму та профзахворювань та ін. Такі умови служать причиною аварійних ситуацій на виробництві та до зростання професійної захворюваності.

Найбільш прийнятним виходом із наявної ситуації є профілактика травматизму і профзахворювань на основі його прогнозування.

Формулювання цілей статті. Мета дослідження – на базі статистичних даних травматизму попередніх років виконати науково обґрунтований прогноз динаміки травматизму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Авторами вивчено існуючі методики аналізу та прогнозування травматизму [1, 3]. Поширений на практиці статистичний метод аналізу з розрахунком показників частоти, тяжкості та непрацездатності не дає безпосереднього прогнозу травматизму, а одержані

чисельні значення показників дають кількісну оцінку травматизму за певний період. Аналіз застосування логіко-імітаційного моделювання небезпечних ситуацій є доцільним щодо аналізу певних операцій чи заданого технологічного процесу, але ускладнює комплексні дослідження аварійності та травматизму в цілому по господарству та галузі. Такий аналіз дає можливість прогнозувати виникнення причин нещасних випадків, недолік - відсутність визначення значущості того чи іншого чинника.

Через складність аналізу сукупності видів подій та причин нещасних випадків автори зводять його до вивчення динаміки травматизму одного чи декількох видів. Наприклад, вивчаються динаміка смертельного травматизму в сільськогосподарському виробництві за роками та місяцями року [2], підтверджується сезонний характер травматизму. Це є підставою для розроблення системи запобігання травматизму. Але одержана узагальнена закономірність не виявила відповідних причин нещасних випадків зі смертельним наслідком.

Авторами було запропоновано використання методу Парето в аналізі травматизму [3]. Побудова діаграм Парето дозволяє виявляти і ранжувати чинники за їх значущістю, а також діаграма Парето з успіхом застосовується для наочної демонстрації ефективності заходів, що запроваджуються. Виконаний методом Парето аналіз причин дає можливість запропонувати ефективні заходи усунення найбільш значущих чинників, що призвели до травмування. Але такий метод характеризує чинники минулого періоду, а важливим завданням є прогнозування травматизму.

Для вивчення динаміки травматизму були застосовані часові ряди з аналізом травматизму за період 2000-2008 р.р.[2]. За основу розрахунків взято коефіцієнти частоти травматизму в розрізі кварталів с.-г. підприємств Харківської області. Застосування математичних методів в аналізі травматизму дозволило побудувати модель динаміки травматизму. У результаті була встановлена тенденція спадання показників травматизму, але не було дано оцінки можливості прогнозування встановленої тенденції на наступні роки.

У зв'язку з цим пошук достовірних методів аналізу травматизму з метою його прогнозування на перспективу є актуальною проблемою.

Виклад основного матеріалу дослідження. Використання часових рядів для вивчення впливу сезонності на травматизм дало можливість виявити його динаміку. Враховуючи такий досвід, виконано аналіз травматизму для здійснення його прогнозування з використанням програмного забезпечення. Обробка даних проводилась з використанням існуючих спеціальних програм.

За статистичними даними вивчено динаміку травматизму з обробкою програмних даних. Графік аналізу кількості потерпілих у Харківській області протягом 2000—2011 років, в тому числі й зі смертельним наслідком, представлено на рисунку 1, теоретична крива описується формулою:

$$K_n = \frac{1}{0,0011 + 7,5^{-8} x^{4,07}}$$

де: x – прийнятий порядковий номер року на графіку (1 – 15).

Коефіцієнт кореляції склав: $R=0,98$.

Динаміка змін, представлена на рисунку 1, свідчить про можливе зменшення кількості потерпілих в 2014 році у порівнянні з 2013 роком.

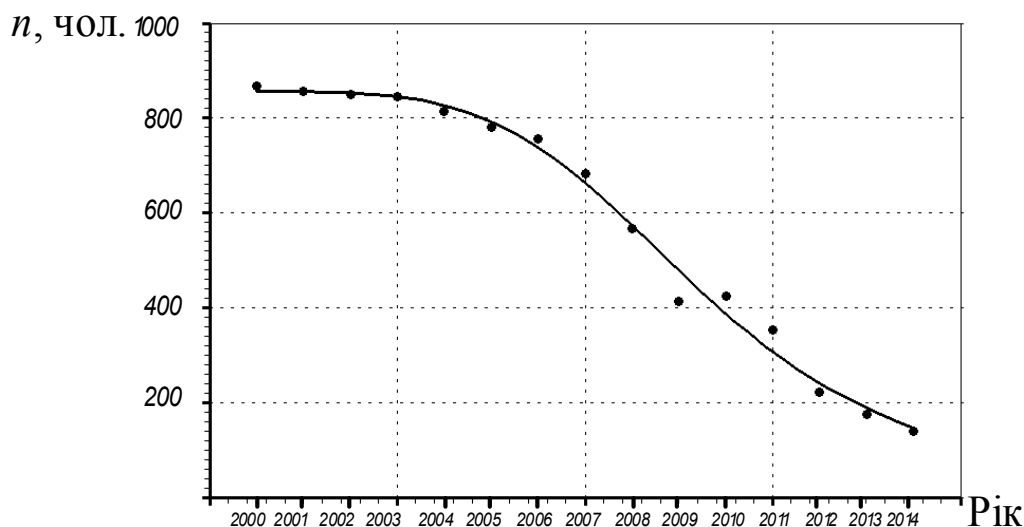


Рис. 1 — Прогнозування кількості потерпілих у Харківській області

Характер залежності потерпілих зі смертельним наслідком у період з 2012 по 2014 рік прогнозує незмінність цих показників протягом років прогнозу. Загальний характер залежності свідчить про стабільне зменшення кількості потерпілих за статистичний період. Динаміка змін представлена на рисунку 2.

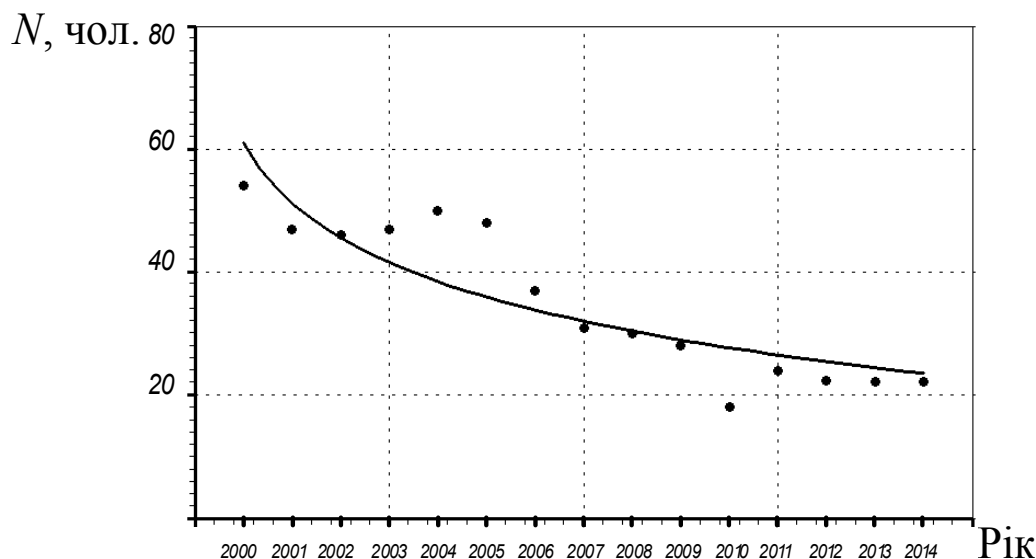


Рис. 2 — Прогнозування кількості потерпілих зі смертельним наслідком у Харківській області

Залежність описується формулою 2, коефіцієнт кореляції $R=0,93$:

$$Kn = \frac{27,2}{(1 + 12,6 \cdot 10^{-7} \cdot x^{6,27})^2} + 22,15 \quad (2)$$

Одержані формули розрахунку коефіцієнта частоти (K_u), тяжкості (K_m) і непрацездатності травматизму (K_n) в системі АПК Харківської області дозволяють побудувати графіки змін цих показників за період, що прогнозується.

Аналіз графіку (рис.3) свідчить про можливе зменшення показників з 2009 року і відповідно коефіцієнт частоти (K_u) травматизму будуть відповідати значенням в 2013 році – 1,2, а в 2014 — 1.

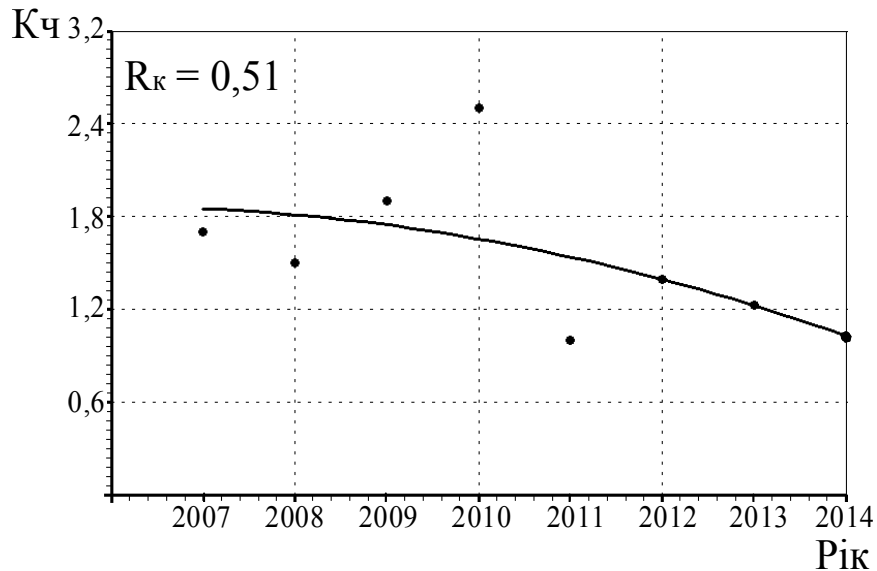


Рис.3 — Прогнозування зміни коефіцієнту частоти в АПК

Характер залежності описується формулою (3):

$$K_u = -0,013x^2 + 1,86 \quad (3)$$

Аналіз залежності (рис.4) свідчить про зменшення тяжкості травматизму в АПК на протязі всього періоду аналізу.

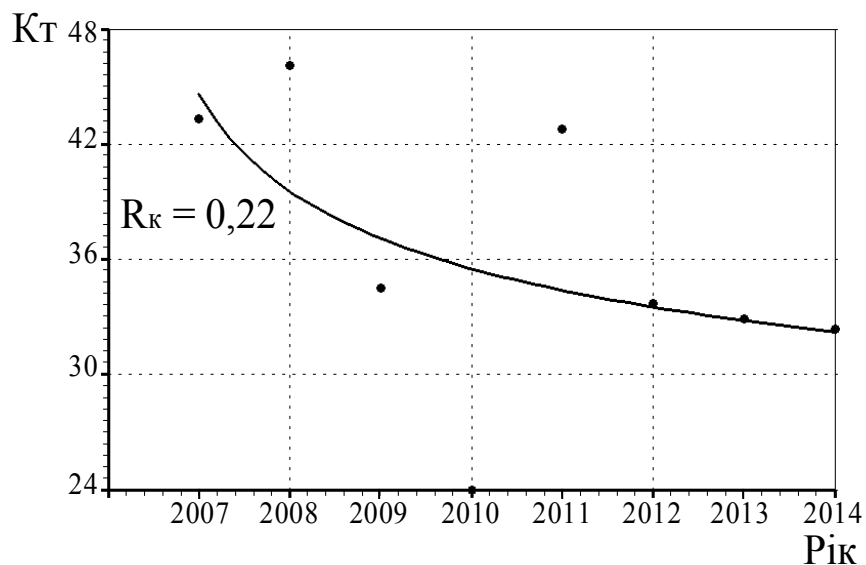


Рис. 4 — Прогнозування зміни коефіцієнту тяжкості в АПК

Для прогнозування коефіцієнта тяжкості травматизму використано формулу (4):

$$K_T = \frac{1}{0,022 + 0,0043 \ln x} \quad (4)$$

Подібний характер змін спостерігається і на графіку аналізу коефіцієнту непрацездатності (K_H) в системі АПК. При цьому графік (рис.5) свідчить про те, що зменшення показників протягом прогнозованих років незначні.

Така залежність описується формулою (5):

$$K_H = \frac{1}{0,013 + 0,0035 \ln x} \quad (5)$$

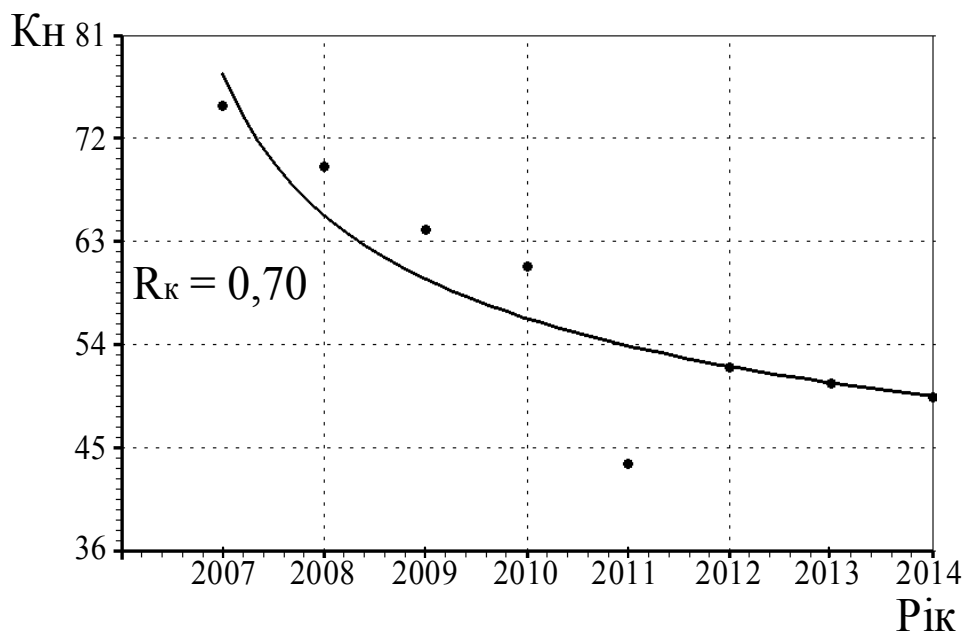


Рис. 5 — Прогнозування зміни коефіцієнту непрацездатності в АПК

Висновок. Використання стандартних програм для прогнозування травматизму дає можливість вивчити його динаміку, одержати результати прогнозу високої достовірності, розробити обгрунтовані заходи щодо його профілактики.

Список використаних джерел

1. Присяжна Л.П., Сметанкін В.О., Задорожня В.В., Переверзева Л.М. До обгрунтування методів аналізу травматизму в сільському господарстві.- Вісник ХНТУСГ.- Вип.59- Т.1.- Харків: 2007.
2. Присяжна Л.П., Сметанкін В.О., Задорожня В.В. Застосування часових рядів в аналізі травматизму.- Вісник ХНТУСГ.- Вип.75.- Т.2.- Харків: 2008.
3. Присяжна Л.П., Переверзева Л.М., Винокуров М.О., Шерстюк О.В., Гречко Т.Ю. Удосконалення методики аналізу виробничого травматизму. - Вісник ХНТУСГ.-Вип.135.- Харків: 2013 - С.509-518.

Аннотация

ПРИМЕНЕНИЕ ЧАСОВЫХ РЯДОВ В ПРОГНОЗИРОВАНИИ ТРАВМАТИЗМА

Кириенко М., Присяжна Л., Сметанкин В., Шерстюк В., Гречко Т.

Обоснована целесообразность применения часовых рядов в прогнозировании травматизма.

Abstract

APPLICATION OF TIME SERIES FORECASTING INJURY

Kiriyenko M., L. jury, Smetankin V., V. Sherstuk, Grechko T.

The expediency of application time series forecasting injuries

УДК 631.333

ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ПЕРЕРОБКИ РІДКОГО ГНОЮ

Присяжна Л.П., к.т.н., Шерстюк О.В., к.т.н., Переверзєва Л.М., ст.виклад.,
Рідна К.Р., студ., Штобе П.В., студ.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

У роботі запропоновано технологію переробки рідкого гною

Постановка проблеми. Впровадження безпідстилкового способу утримання тварин призвело до виробництва і нагромадження в районах великих ферм та тваринницьких комплексів значної кількості рідкого гною. Це викликало створення складної екологічної обстановки в цих районах: отруєння атмосфери, забруднення води відкритих водоймищ та ґрунтової води, засолення ґрунтів [1].

В Україні різко зменшилось поголів'я худоби, закрились комплекси, великі ферми і проблема утилізації гною втратила свою гостроту. Але дефіцит продукції тваринництва викликав необхідність повернутись до організації великих ферм. При цьому суспільство забезпечується м'ясом, а ґрунти – органічним добривом. І завдання раціонального використання гною з урахуванням сучасних екологічних проблем набуває актуальності.

Відомо, що використання різноманітних технологічних ліній переробки рідкого гною свідчить про складність вирішення цієї проблеми. Отже, для забезпечення раціонального, безпечного використання гною необхідно визначити переваги та недоліки існуючих напрямів, способів, технологій переробки гною та визначити шляхи його ефективного застосування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У залежності від призначення кінцевих продуктів використання гною намітилися наступні напрямки його переробки з метою: 1) використання у якості органічного добрива; 2) використання гною і його фракцій як сировини для одержання газу або інших горючих матеріалів; 3) використання як живильного середовища для вирощування водоростей, дріжджів, хробаків і інших живих організмів з метою одержання кормового білка; 4) використання гною і його фракцій на кормові добавки [2, 3]. Усі ці задачі вирішуються різними способами: біологічними, механічними, електричними, хімічними, термічними й ін.

Різна потужність тваринницьких підприємств, різноманітність способів утримання тварин і видалення гною з приміщень, відмінність природно-кліматичних і геологічних умов у різних зонах обумовили одержання гною з досить різними властивостями. У залежності від вмісту в цій суміші сухої речовини розрізняють: напіврідкий гній - суміш екскрементів тваринних і сторонніх домішок (вміст сухої речовини 8...14%); рідкий гній - суміш екскрементів зі сторонніми домішками і водою (вміст сухої речовини від 3 до 8%); гнойові (тваринницькі) стоки - суміш екскрементів зі сторонніми домішками, значно розведені водою (суміш сухої речовини менше 3%).

Визначилося декілька технологічних напрямків переробки та використання напіврідкого гною, з яких можна виділити такі: пряме внесення гною на поля, виробництво на його основі компостів і його обробка методом гомогенізації.

Застосування гідравлічних систем видалення гною забезпечило одержання рідкого гною. Використовують гній за двома напрямками: з поділом його на фракції і роздільним внесенням рідкої і твердої фракції і внесення без поділу на фракції.

При поділі у відстійниках-накопичувачах система обробки гною включає секційні відстійники-накопичувачі, насосну станцію, резервуар освітлених стоків і землеробські поля зрошення. Система поділу рідкого гною у відстійниках-накопичувачах не вимагає встановлення постійно діючих машин для обробки гною. Але є необхідність постійної присутності обслуговуючого персоналу для спостереження за надходженням гною, вологість осаду, накопиченого у секціях відстійників - висока (більше 80%), продуктивність низька, унаслідок чого відводяться значні площі під спорудження відстійників. Часто під накопичувачі використовують земляні котловани без твердого покриття, не обладнані пандусами і системою відводу освітленої рідини. Такі сховища протягом ряду років не звільняються від гною і є джерелом забруднення навколишнього середовища, так як зберігання супроводжується хімічним розкладанням гною з виділенням біля тридцяти шкідливих речовин. При чому відстійники-накопичувачі не тільки забруднюють атмосферу продуктами розкладання рідкого гною, а й часто через недосконалість конструкції відстійників, гній потрапляє в ґрунтові води. Забруднення ґрунту патогенними мікроорганізмами та гельмінтами зберігається тривалий час.

Поділ рідкого гною механічними засобами широко застосовують на тваринницьких фермах і комплексах [3]. Технологічна схема машинної обробки

включає віддільник механічних включень, резервуар - усереднювач з механічними пристроями, що перемішують, механічні засоби поділу рідкого гною на фракції, карантинне секційне гноесховище, площадку для збереження твердої фракції, систему трубопроводів і запірних пристроїв. Переваги механічного способу поділу рідкого гною: у процесі обробки втрачається незначна кількість поживних речовин; одержувана тверда фракція придатна для біотермічного знезаражування, рідка фракція після відповідної обробки також може бути використана як органічне добриво без небезпеки забруднення навколишнього середовища.

Технологія поділу на фракції з повною біологічною обробкою рідкої фракції використовує і механічний і біологічний способи обробки. Вона передбачає трансформацію всіх поживних речовин, що знаходяться у вихідному рідкому гною, у тверду фракцію. Останню використовують як органічне добриво. Пройшовши повну біологічну обробку, рідку фракцію використовують на зрошення кормових культур або скидають у ставки. Після механічного поділу рідка фракція подається у відстійники. Осад, що утворився у відстійниках, надходить на мулові площадки, а освітлена рідина - в аеротенки першого ступеню біологічного очищення. В аеротенках протікає процес біохімічного окислення органічних речовин освітленої рідини. Для інтенсифікації процесу окислення рідину активно перемішують і подають у неї повітря за допомогою механічних поверхневих аераторів. Оброблена в аеротенку освітлена рідина разом з активним мулом надходить у вторинний відстійник для відділення від активного мулу, що осів, активний мул перекачують у початок аеротенка, а освітлену рідину подають у первинні відстійники другого ступеня біологічної обробки. Оскільки активний мул беззупинно збільшується в об'ємі, то частину його видаляють на мулові площадки. Освітлена рідина надходить в аеротенки з пневматичною аерацією рідини, а потім у вторинний відстійник. Знезаражена рідина, пройшовши через піщаний фільтр, перекачується в польові ставки-накопичувачі для використання на зрошення. Перевага розглянутої технології полягає в тому, що забезпечується потокова обробка рідкого гною. При відповідних умовах знезаражування вода, отримана в процесі обробки рідкої фракції, може бути скинута у водойму. У зв'язку з високою вартістю і складністю обробки гною дана система не одержала широкого поширення. Технологічний процес супроводжується забрудненням атмосфери продуктами переробки гною.

У природних водоймищах надлишкове надходження біогенних речовин, що потрапили з гноєм, суттєво збільшує у воді концентрацію азоту, фосфору, органічних та інших речовин. У водоймищах порушується екологічна рівновага, а продукти розкладання гною мають токсичну дію на водні організми. Аеротенки, що входять до складу технологічної лінії, є джерелом забруднення атмосфери продуктами окислення гною. Атмосферне повітря забруднюється мікроорганізмами, аміаком, сірководнем, іншими органічними речовинами, що мають неприємний запах, який розповсюджується на значні території. На мулових площадках виявляються високі значення концентрацій нітратів, небезпечних для здоров'я людей. Високий мінералогічний склад рідкої

фракції гною призводить до заболочування території, виникнення солонців та солончаків, витісненню з ґрунтового комплексу кальцію та магнію натрієм.

Технологію поділу на фракції з частковою біологічною обробкою рідкої фракції застосовують на фермах та комплексах, розташованих у зонах недостатнього зволоження, де є значні площі для використання рідкої і твердої фракції на добриво. Після механічного виділення твердої фракції, рідку фракцію подають у відстійники, а потім направляють в аеротенки. З аеротенків мулову суміш подають у вторинні відстійники. Освітлену рідину направляють у ємність, а далі в ставок-накопичувач для використання на удобрювальне зрошення кормових культур. У даній технології пропонується осад первинних відстійників і надлишковий активний мул піддавати механічному поділу, осад подавати на ущільнення в напірний флотатор. Такий спосіб дозволяє відмовитися від мулових площадок.

Технологія поділу на фракції з частковою біологічною обробкою рідкої фракції зменшує екологічне навантаження на ґрунт, але проблема забруднення атмосфери залишається не вирішеною.

Аналіз розглянутих напрямків та технологій переробки рідкого гною показує, що найбільш доцільним є використання гною як добрива [1,2,3]. При цьому основним завданням технологічного процесу його переробки є максимально повне виділення твердої фракції. Але в технологіях не забезпечується повне збереження і подальше використання органічної речовини. У зв'язку з цим, розробка технології переробки рідкого гною, що виключає відзначені недоліки є актуальною.

Формулювання цілей статті. Зберігання гною супроводжується його хімічним розкладанням з виділенням шкідливих речовин, які негативно впливають на атмосферу, воду, ґрунт. Така ситуація вимагає негайної переробки гною для зменшення його негативного впливу на навколишнє середовище та використання як цінного органічного добрива. У зв'язку з цим аналіз способів та існуючих технологічних ліній дасть змогу запропонувати технологію переробки рідкого гною, що забезпечує простоту, надійність та безперервність процесу. Метою дослідження є забезпечення екологічної рівноваги в зоні тваринницьких ферм та комплексів при переробці гною на добриво. Цього можна досягти шляхом максимального виділення органічної речовини з рідкого гною.

Виклад основного матеріалу дослідження. Аналіз розглянутих технологій показує, що процес переробки рідкого гною є складним і дорогим, потребує великих капіталовкладень, але разом з тим він є обов'язковим і неминучим, супутнім тваринницькому виробництву. Сучасний стан сільськогосподарського виробництва вимагає використання недорогих та неенергоємних технологій з надійним обладнанням. У зв'язку з цим розробка та використання у складі технологічних ліній переробки рідкого гною компактних, простих за конструкцією та надійних у виконанні технічних засобів дасть змогу забезпечити максимальний ефект поділу вихідної суміші гною на фракції та ефективно очищення рідкої фракції при відносно невеликій вартості капітальних вкладень.

Оцінюючи склад домішок гною, його властивості та вказані вимоги до технології, може бути рекомендована технологічна лінія, яка виконує переробку рідкого гною в три етапи: на першому етапі видаляються великі та випадкові домішки, наявність яких в рідкому гної створює проблеми з його подальшим перекачуванням; на другому етапі видаляється основна маса твердої фракції розміром більше 0,5мм; на третьому етапі виконується доочищення рідкої фракції шляхом виділення дрібнодисперсних та колоїдних часток.

Схема рекомендованої лінії представлена на рисунку.

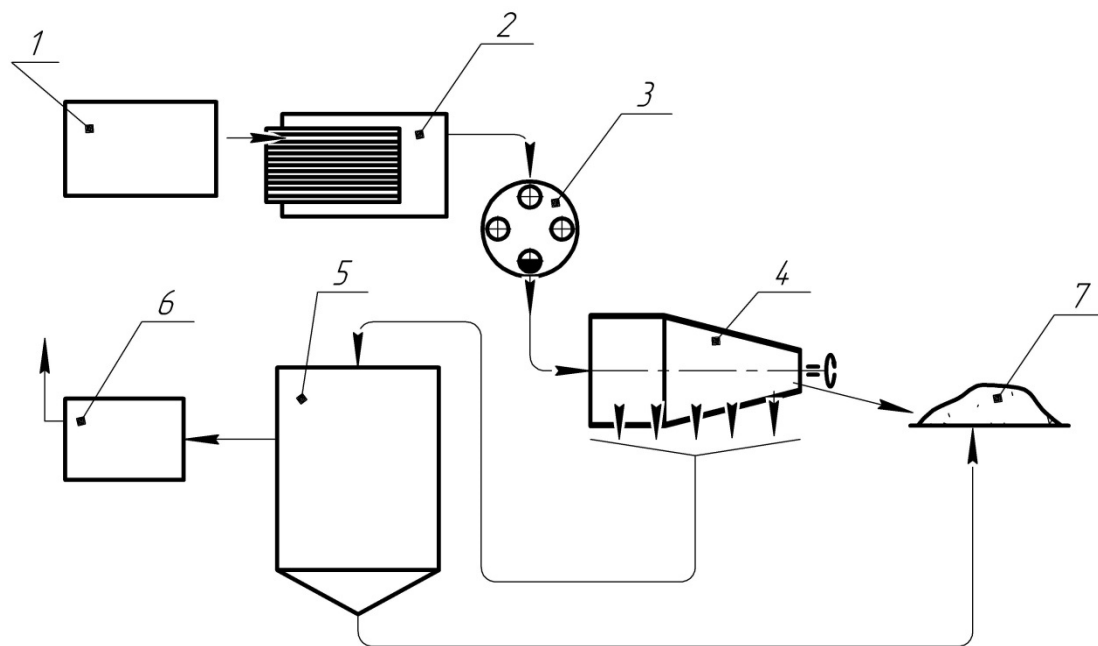


Рис. – Технологічна лінія переробки рідкого гною

Ділянка видалення випадкових домішок включає приймальну ємність 1, в яку поступає гній, що надходить з ферми та відділювач випадкових включень 2. Відділювач являє собою щільову решітку з розміром щілин 10 – 15мм, яка встановлена під кутом 6 – 10° над ємністю, куди потрапляє гній. Така конструкція забезпечує самоочищення щілин потоком гною, вивільненим від великих домішок (компонентів довжиною більше 30мм). Потім гній подається у накопичувач.

Ділянка видалення органічної речовини включає накопичувач 3 та циліндро - конусний поділювач 4 як механічний засіб відділення твердої фракції. Накопичувач забезпечує, збирання рідкого гною у нічний час, коли лінія не працює. Для покращення процесу поділу гною на фракції бажано в накопичувачі проводити гомогенізацію вихідної суміші. Також накопичувач у разі епізоотій можна використовувати для знезараження гною. З накопичувача фекальним насосом гній поступає в приймальну воронку циліндро - конусного поділювача, в якому відбувається виділення часток твердої органічної речовини розмірами більше 0,5мм і частково колоїдів. Його робочим органом є перфорований барабан. У зоні подавання гною цей барабан виконано циліндричним, а в зоні остаточного відділення твердої фракції – конічним. Така

конструкція барабану дає можливість виділити більше твердих часток, ніж існуючими поділювачами. Частота обертів барабана повинна бути такою, при якій гній не захоплювався б в обертовий рух. Тільки в цьому випадку маса буде інтенсивно перемішуватися і під дією сил гравітації зневоднюватися. Тверда фракція рухається по ухилу конуса донизу на скатну дошку, а рідка фракція через отвори поступає у піддон і в подальшому на доочищення.

Ділянка доочищення рідкої фракції включає вертикальний відстійник 5 та ємність рідкої фракції 6. Відстійник забезпечує високу продуктивність з покращенням ефекту освітлення рідкої фракції в порівнянні з існуючими на 10 – 15% та збільшення зневоднення мулу на 8 – 12%. Працює відстійник таким чином. Рідка фракція подається в центральну трубу відстійника, яка розподіляє рідину по площі відстійника і спускає її вниз до мулової частини. Потрапивши до кінця мулової частини відстійника, маса змінює напрямок руху та піднімається вгору. Тверді частки під дією сили тяжіння випадають у осад, ущільнюються в муловій частині і виділяються через патрубок відведення осаду. Мул поступає в бурт 7, або вивозиться як напіврідке добриво в поле. Освітлена рідина переливається в зливний лоток. Вона поступає в приймальну ємність й у подальшому може використовуватися для зрошування земель чи на повторне використання на технічні потреби. Тверда фракція може направлятися у бурт, або безпосередньо вноситись на поля.

Така технологічна лінія характеризується простотою робочого процесу, надійністю, зводить до мінімуму виділення шкідливих речовин та їх потрапляння в навколишнє середовище. Вона дає можливість максимально виділити тверду органічну речовину для використання на добриво і максимально очистити рідку фракцію, які в подальшому можна використовувати на зрошення чи оборотне водовикористання.

Висновок. Аналіз способів та технологій переробки рідкого гною дозволив сформулювати вимоги до технологічної лінії його переробки на добриво. Запропонована технологічна лінія дає можливість максимально виділити тверду фракцію для використання її на добриво та очистити рідку фракцію, яку можна використовувати як на зрошення, так і оборотне водовикористання з дотриманням екологічних вимог.

Список використаних джерел

1. Присяжна Л.П., Рідний В.Ф., Шерстюк О.В. Наслідки впливу безпідстилкового гною на навколишнє середовище.- Вісник ХДТУСГ.- вип.41. Харків.- 2005.- С.480-485.
2. Присяжна Л.П., Рідний В.Ф., Переверзева Л.М. Глибоке очищення рідкої фракції безпідстилкового гною - Вісник ХНТУСГ.- вип.93.- Т.2.- Харків.- 2010.- С.284-288.
3. Лінник М.К. Технології і технічні засоби виробництва та використання органічних добрив: [монографія] /М.К.Лінник, М.М.Сенчук//.- Глевах: Видавець ПП Лисенко М.М.- 2012.- 248 с.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПЕРЕРАБОТКИ ЖИДКОГО НАВОЗА

Присяжная Л., Шерстюк А., Переверзева Л., Ридная К., Штобе П.

В работе обоснована технология переработки жидкого навоза

Abstract

GROUND OF CHOICE OF ECOLOGICALLY OF SAFE TECHNOLOGY OF PROCESSING OF LIQUID MANURE

L.Prisiaznaia, A.Sherstiuk, L.Pereverzeva, K.Ridnay, P.Shtobe

Technology of processing of liquid manure is in-process reasonable

УДК 331.452

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ВЕЙВЛЕТ ТА ФРАКТАЛЬНОГО АНАЛІЗУ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ РИЗИКУ ВИРОБНИЧОГО ТРАВМАТИЗМУ

Д'яконов В.І., к.т.н., доц. Д'яконов О.В. інж.,
*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Третьяков О.В., к.т.н., доц.

*Харківський національний університет міського господарства
імені О.М. Бекетова*

Представлена методика прогнозування ризику виробничого травматизму за допомогою вейвлет і фрактального аналізу. Вейвлет-аналіз застосовується для аналізу складних даних і дозволяє виявляти різні властивості складного сигналу, які невидимі при звичайному уявленні в режимі реального часу. По величині фрактальної розмірності, яка відображає кількість нещасних випадків за термін дослідження, визначають ступінь хаотичності самого процесу.

Постановка проблеми. Ризик стати жертвою нещасного випадку на виробництві або постраждалим від професійних захворювань в Україні у 5 – 8 разів вищий, аніж у розвинутих країнах.

За станом охорони праці Україна посідає 90-те – 92-ге місце у світі.

Унаслідок цього втрати виробничого потенціалу щороку становлять 100 – 120 тис. осіб, з них 70 – 80 % – у віці 30 – 35 років.

При цьому реальна картина є ще гіршою, оскільки офіційна статистика охоплює лише близько 45 % працюючих. Більше того, статистика не враховує розтягнутих у часі причинно-наслідкових зв'язків шкідливих факторів із

завданням шкоди здоров'ю працездатного населення: зумовлену виробництвом захворюваність, зниження імунітету, прискорення старіння, порушення репродуктивних функцій працюючих, тобто „сховати виробничі ризики”, рівень яких перевищує 70 % усіх ризиків настання випадків втрати здоров'я працівниками під впливом небезпечних виробничих факторів.

Метою досліджень є розробка методики прогнозування ризику виробничого травматизму за допомогою вейвлет і фрактального аналізу. В основу методики покладено застосування статистики травматизму як часового ряду, на основі якого можна прогнозувати спалахи нестабільності або неусталеності явищ травматизму. Саме цей метод дозволяє прогнозувати у режимі реального часу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вейвлет-перетворення застосовуються переважно для аналізу саме часових рядів. Він застосовується звичайно для аналізу складних даних та їх відображення у масштабно-часову площину, що дозволяє виявляти різні властивості складного сигналу, які не видно при звичайному уявленні в режимі реального часу [1]. А зміни кількості нещасних випадків має нестационарний, стохастичний характер.

Застосування методів фрактального аналізу і теорії інформації дозволяє знаходити глобальні взаємозв'язки між змінними, які входять у процеси, що відбуваються на території дослідження та, які впливають на кількість нещасних випадків. При цьому також по величині фрактальної розмірності послідовності, яка відображає кількість нещасних випадків у дослідженому інтервалі, можна судити про ступінь хаотичності самого процесу [2].

Результати досліджень. Модель прогнозування виробничого травматизму уявляє собою складне багатомірне дослідження, оскільки травматизм – це процес, який залежить від великої кількості факторів та попередніх посилок. В проведених дослідженнях припускається, що основною причиною травматизму є виробничі фактори, тому в роботі досліджувалась статистика виробничого травматизму без врахування статевих, вікових показників потерпілих, місяців, в яких реалізовувались нещасні випадки по галузям та психофізіологічних факторів. В основу досліджень покладено використання в якості вихідних даних часового ряду. Часовий ряд – це сукупність параметрів, що спостерігаються, вивчаємої системи у часі. В якості часового ряду використовувалась статистика нещасних випадків пов'язаних з виробництвом, яка була надана Харківською обласною виконавчою дирекцією Фонду соціального страхування України за 2005-2012 роки включно. В роботі розглянуті виробничі травми, що сталися на 265 підприємствах в 118 галузях господарства. Для реалізації запропонованої моделі розроблена методика прогнозування травматизму на основі вейвлет і фрактального аналізу, яка складається з п'яти послідовних етапів.

Формування ряду значень, які відображають зміни кількості нещасних випадків в інтервалі часу, що досліджується, з метою аналізу його у якості часового ряду.

Комплексна обробка часового ряду методом фрактального і вейвлет-аналізу. Розрахунок фрактальної розмірності в цих дослідженнях проводився по

точковим методом. В основу цього методу покладено підрахунок відстані від окремо обраної точки до усіх точок множини, що досліджується. Він базується на алгоритмі розрахунку по точковій розмірності, який на цей момент є класичним та широко застосовується [3].

Сутність алгоритму. Розглянемо будь-яку множину випадків травматизму X_1, X_2, \dots, X_N за період, що досліджується, які розташовані в m -мірному просторі, представленим на рис. 1.

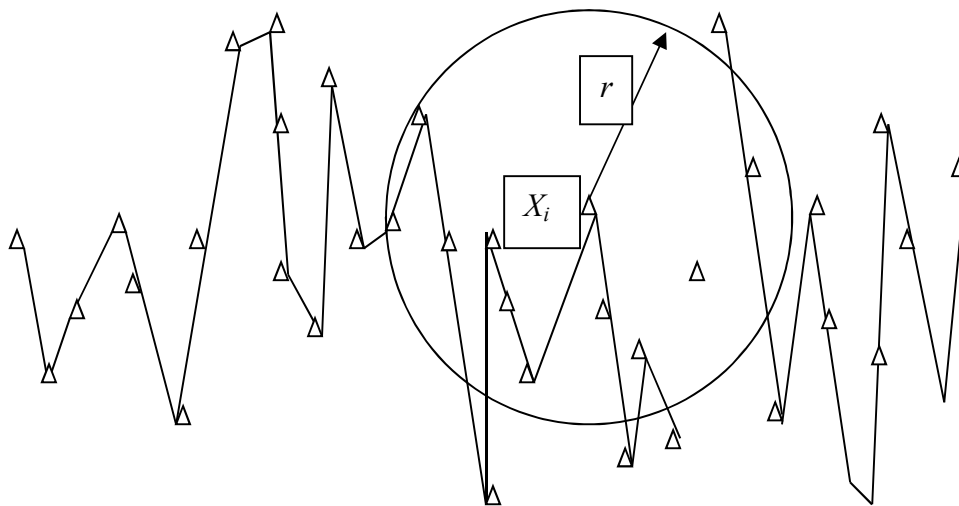


Рис. 1. Графік у двомірному просторі з вибірковими точками і окружністю, всередині якої проводиться підрахунок вибіркових точок.

Якщо описати навколо будь-якого випадку сферу радіусом r і підрахуємо кількість випадків $M(X_i, r)$, які потрапили всередині сфери. Імовірність того, що вибірковий випадок опиниться всередині сфери, отримаємо розділив $M(X_i, r)$, на повну кількість випадків у множині, що досліджується:

$$P(X_i, r) = M(X_i, r) / N, \quad (1)$$

Як витікає з визначення фрактальної розмірності при малих r , імовірність $P(X_i, r)$ повинна поводити себе як r^{-D_0} , де D_0 – Хаусдорфова розмірність множини. В такому випадку

$$P(X_i) = \lim(\log P(X_i, r) / \log r). \quad (2)$$

Для деяких множин це визначення не залежить від вибору випадку X_i . Але для багатьох інших множин D_0 залежить від X_i , і тому краще користуватися усередненою по точковою розмірністю. При розподіленні випадків можуть матися пробіли, внаслідок чого $P(X_i, r)$ при r , які прямують до 0, перестає бути безперервною функцією від r . Для того, щоб отримати усереднену по точкову розмірність, обираємо випадковим чином множину випадків розміром $L < N$ та у кожному випадку розраховуємо $P(X_i, r)$. Після того, як це зроблено, усереднена Хаусдорфова розмірність множини розраховується за формулою:

$$D_0 = 1/L \times (D_0(X_1) + D_0(X_2) + \dots + D_0(X_L)). \quad (3)$$

Число L підбирають дослідним шляхом, починаючи з будь-якого малого значення і поступово збільшують його до тих пір, поки D_0 не досягне границі. В даному випадку формула буде мати наступний вигляд:

$$D_0(X_i) = \lim(\log P(X_i, p_{kj}) / (\log p_{kj})), \quad (4)$$

де p_{kj} – граничне значення радіусу.

Находження границі зводиться до пошуку найбільш лінійного участку залежності $\log P(X_i, p_{kj})$ від $\log p_{kj}$ та побудові лінійної апроксимації виду:

$$\log P(X_i, p_{kj}) = (b \times \log(p_{kj})) + c \quad (5)$$

методом найменших квадратів. В якості оцінки по точковій розмірності береться

$$D_0(X_i) = -b. \quad (6)$$

Далі необхідно прибрати з множини p_{kj} усі випадки, які вносять нелінійність у залежність $\log P(X_i, p_{kj})$ від $\log p_{kj}$ тоді випадки, які залишаються будуть розташовуватися на лінійній ділянці. Реалізувати цю процедуру можна шляхом ітераційного алгоритму. Для кожного члена множини $p_{k1}, p_{k2}, \dots, p_{kq}$ виконується тест – цей член тимчасово прибирають з множини і підраховують коефіцієнт кореляції S між $\log P(X_i, p_{kj})$ і $\log p_{kj}$ для членів, які залишилися, після чого його знов повертають до множини. Той член множини, при тестуванні якого спостерігається найбільша кореляція S , вносить найбільшу нелінійність, і його необхідно вибракувати з множини. Ітерації вибракуння продовжують до тих пір, поки кількість q членів множини p_{kj} не зменшиться до 3-5. Після цього можна бути впевненими, що q точок, які залишилися лежать на лінійній ділянці залежності $\log P(X_i, p_{kj})$ від $\log p_{kj}$. Аналіз стабільності процесу за величиною фрактальної розмірності неможливо здійснити без дослідження структури самого часового ряду. Розмірність Хаусдорфа-Безиковича часового ряду дорівнює 1 згідно дослідженням [4], топологічна фрактальна розмірність завжди більше 1, з чого витікає, що часовий ряд появилення нещасних випадків самоподібний і фрактальний. Суттєвим моментом підходу, який розвивається, є наявність критичного значення фрактальної розмірності часової кривої, при наближенні до якого система втрачає усталеність і переходить у нестабільний стан, параметри якого швидко зростають, або зменшуються у залежності від тенденції, яка має місце в цей час.

По іншому, фрактальна розмірність визначеної величини може використовуватися як індикатор кризи або прапор катастрофи. Аналіз експериментальних даних показує, що лінія тренду для часового ряду досить добре описується рівнянням:

$$y(t) = y(t_0) + (K_f(t_0) \times (t - t_0)) / ((D - D_0)^B), \quad (7)$$

де $y(t)$ – середнє значення величини за період попередній тому, що прогнозується;

K_f і B – коефіцієнти;
 t_0 – період часу попередній тому, що прогнозується;
 t – час на який робиться прогноз;
 D_0 – фрактальна розмірність на період попередній тому, що прогнозується.

Наступним етапом є обробка часового ряду методом вейвлет-аналізу. Вейвлет-аналіз є дуже зручним для аналізу нестационарних процесів, особливо таких що характеризуються чергуванням. Він дозволяє виявити просторово-часові властивості об'єкту, що вивчається, визначити наявність чергування, отримати локальну високочастотну і глобальну великомасштабну інформацію про об'єкт достатньо точно і без зайвості. Вейвлет-перетворення – ефективний математичний інструмент мальтимасштабного аналізу структури нестационарних сигналів. Безперервний вейвлет-аналіз, який складається з розкладення сигналів по функціям, добре локалізованим як у просторі, так і частотній області, має велику, у порівнянні з фур'є-аналізом, можливість у виявленні структурних особливостей сигналів. Для реалізації аналізу моделі та обробки статистичних даних розроблено програмне забезпечення, яке написано у Borland Delphi. Ця програма дозволяє будувати скалограми за обраними параметрами за статтю, віком, дням тижня, галузям за заданий період часу.

Третім етапом цієї методики є інтерпретація отриманих результатів, тобто перетворення, в яких виділяються ті властивості, які цікавлять дослідників і дають додаткову інформацію, що недоступна у вихідному вигляді. Фракталом є множина, розмірність Хаусдорфа-Базиковича для якого строго більше його топологічної розмірності. Будь-яка множина з нецілим значення D є фрак талом. Але фрак тал може мати і цілі значення, така крива уявляє фрак тал з розмірністю 1, а траєкторія броуновського руху уявляє фрак тал розмірністю 2 [5].

Тому побудова фрактальних розмірностей за факторами показує сценарій розвитку ситуацій і дозволяє судити про схильність процесу до усталеного або хаотичного стану. Фрактальна розмірність є показником складності кривої. Аналізуючи чергування ділянок з різною фрактальною розмірністю і тим, як на систему діють зовнішні та внутрішні фактори, можна навчитися передбачати поведінку системи [6]. І саме головне, діагностувати та передбачати несталі стани. Таким чином, у якості критерію усталеності досліджуваного процесу приймаємо отриману величину фрактальної розмірності, а по ступені хаотичності процесу отриманого фрак тала багатofакторність і «насиченість» перед послань, які викликають нещасні випадки [7].

Вейвлет-перетворення забезпечують двомірне дослідження сигналу, який представлено, в окремій області у площині «частота-положення», та його можна охарактеризувати як спектральний аналіз локальних обурень. Вейвлет-перетворення є дуже зручним інструментом для адекватного розшифрування даних, оскільки елементи базису добре локалізовані і володіють потрібним частотно-часовим вікном. Будь-який сигнал можна охарактеризувати деякими узагальненими величинами – енергією, потужністю. Будь-який параметр сигналу може нести корисну інформацію про явище, що досліджується. Таким

чином, задачею обробки є вибір цих параметрів та оцінювання цих величин, з яких потім вилучається інформація про процеси, які досліджуються. Теорія вейвлетів дає гнучку техніку обробки сигналів. Одна з основних переваг є в тому, що він дозволяє помітити добре локалізовані зміни сигналу. Тому метод иффрактального і вейвлет-аналізу необхідні не тільки для швидкого реагування на зміни величини кількості нещасних випадків, а і виявлення найбільш небезпечних моментів для своєчасного їх попередження.

Четвертим етапом методики, що реалізується, є видалення факторів, найменш усталених, які прямують до нестабільного стану, на основі яких можна видалити найбільш ризиконебезпечні групи, часовий період, людей, віковий контингент тощо, і відповідно побудувати прогнозні оцінки.

П'ятим етапом методики є розробка заходів і рекомендацій на основі отриманих результатів.

За результатами апробації методики і програмного забезпечення, яке реалізує аналіз моделі та обробку статистичних даних, проведено дослідження нещасних випадків на прикладі м. Харків за допомогою вейвлет і фрактального аналізу у залежності від різних факторів: за часовою характеристикою, місяцем, статі, віку, дням тижня. Дослідження вейвлет-спектру часового ряду за період 2005-2012 роки, дозволили зробити висновок про наявність в його структурі періодичності як за часовою, так і за масштабною віссю. Самі яскраві області вейвлет-спектру свідчать про наявність деякої обурюючої сили, яка викликає зміни ситуації з нещасними випадками. Яскрава область вейвлет-спектру (кінець 2005 року) свідчить про перехід із стабільного стану у хаотичний і здатне перейти у катастрофічне. Таким чином, яскрава область на початку 2009 року свідчить про перехід до стабільного стану, проаналізувавши реальні дані цього періоду, було виявлено, що у 2009 р. спостерігалось зменшення обсягу деяких виробництв на крупних підприємствах міста. При цьому кількість працюючих не змінилася, що свідчить про рівномірне менше навантаження на людей у процесі трудової діяльності, зниження втомленості, що могло викликати зниження кількості травм.

Вейвлет-аналіз часового ряду виробничого травматизму у жінок і чоловіків свідчить про те, що найбільша кількість ризиків травматизм приходить на чоловіків, так як вони зайняті на більш небезпечних виробництвах і перебільшують за кількістю на виробничих підприємствах. Фрактальна розмірність часового ряду нещасних випадків на виробництві у чоловіків становила 1,458, а у жінок 1,151. Також аналіз вейвлет-спектрів показав що фактори, які впливають на рівень травматизму у чоловіків та жінок однакові, але їх реакція на ці обурення відрізняється. Ризик отримати виробничу травму практично дорівнює ризику вуличної травми (5,6%) й займає друге місце серед інших причин пошкодження. Так, на виробничий травматизм наражалися 25 чоловіків і 6 жінок з 10000 мешканців м. Харків. При цьому на першому місці стоїть побутова травма (40%) як у чоловіків, так і у жінок, тобто, виходячи з рівня ризику, на побутові травми наражаються 540 чоловіків і 380 жінок з 10000 мешканців. Таким чином, виходячи з величини фрак талу 1,458, приходимо до висновку, що як і на виробництві, так і у побуті

чоловіки відносяться до більш ризиконебезпечної групи, яка найчастіше наражається на негативні наслідки. Причому аналіз структури характеру пошкоджень показав, що чоловіки частіше за все наражаються на такі травми, як відкриті рани, травми кровоносних судів, вершневі травми, переломи, а серед жінок переважно – переломи верхніх і нижніх кінцівок та поверхневі травми. Достовірність запропонованої методики підтверджується порівнянням двох величин побудованої прогнозової оцінки з визначеними мінімальними і максимальними границями у завданому відрізку часу і вже фактичними даними за реалізованими випадками травматизму за цей же період часу. Таким чином, в даному випадку фактичні дані потрапляють у визначений діапазон, що свідчить про можливість застосування запропонованого методу.

Висновки. Представлена методика прогнозування травматизму, в основі якої покладено вейвлет і фрактальний аналіз.

На основі вейвлет і фрактальний аналізу розроблена математична модель прогнозування травматизму, яка дозволяє контролювати і знижувати фактичний рівень нещасних випадків і вирішувати ті проблеми, які не під силу вже існуючим методам.

На основі розробленої методики проведено дослідження ризику виробничого травматизму за різними факторами і виявлені області накопичення ризику.

Список використаних джерел

1. Астафьев Н.М. Вейвлет-анализ: основы теории и примеры применения // Успехи физических наук. 1996. № 11, с. 1145-1171.
2. Бережная Е.В. Математические методы моделирования экономических систем: учебное пособие. – М.: Финансы и статистика, 2001. – 368 с.
3. Дремин И.М. Вейвлеты и их использование // Успехи физических наук. 2001. № 5, с. 465-501.
4. Муллер Н.В. Прогнозирование риска производственного травматизма методом вейвлет и фрактального анализа // Вестник СамГУ – Естественнонаучная серия. 2009. № 2(68), с. 146-154.
5. Федер Е. Фркталы. – М.: Мир, 1991. – 254 с.
6. Морозов А.Д. Введение в теорию фракталов. М.; Ижевск, Институт компьютерных исследований, 2002. – 160 с.
7. Мандельброт Б. Фрактальная геометрия природы. – М.: Институт компьютерных исследований, 2002. – 656 с.

Аннотация

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ВЕЙВЛЕТ И ФРАКТАЛЬНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РИСКА ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ТРАВМАТИЗМА

Третьяков О.

Представлена методика прогнозирования производственного травматизма с помощью вейвлет и фрактального анализа. Вейвлет анализ

применяется для анализа сложных данных и позволяет выявить различные свойства сложного сигнала, невидимые при обычном представлении в режиме реального времени. По величине фрактальной размерности, отражающей количество несчастных случаев в исследуемом промежутке, судят о степени хаотичности самого процесса.

Abstract

APPLICATION OF THE METHOD OF WAVELET AND FRACTAL ANALYSIS FOR PREDICTING THE RISK OF OCCUPATIONAL ACCIDENTS

O. Tretyakov

The technique of predicting workplace injuries with wavelet and fractal analysis. Wavelet analysis applied to analyze complex data and allows you to identify the various properties of a complex signal, invisible in normal view in real time. Largest fractal dimension, reflecting the number of accidents in the investigated period, is judged on the degree of chaos in the process.

УДК 674.053

КОНЦЕПЦІЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ЗАСОБІВ БЕЗПЕКИ ДЛЯ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛІВ

Д'яконов В.І., к.т.н., доц. Дьяконов О.В. інж., Курченко Я.Г. студент
*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Данова К. В. к.т.н., доц. Малишева В. В.асис Фесенко Г.В. к.т.н. доц.

Скрипник О.С., к.т.н., Бокатова М.І., асис.
*Харківський національний університет міського господарства
імені О.М. Бекетова*

Обґрунтовану та подані результати робіт зі створення засобів безпеки для сучасних автомобілів шляхом розробки і впровадження в виробництво ефективних гнучких схем.

Постановка проблеми. За даними ООН дорожні аварії є у всьому світі другою причиною смерті серед молодих людей у віці 5-29 років і третьою причиною смерті людей у віці 30-44 років. В автопригодах щорічно гине приблизно 1,2 мільйони осіб, ще 50 мільйонів людей одержують травми або стають інвалідами [9,10].

Кожні 16 хвилин в Україні відбувається ДТП, а кожні дві години гине людина. В середньому за добу в ДТП гине 14 і отримує травми різного ступеню

тяжкості понад 100 осіб. В Україні відносна кількість загиблих в ДТП в 4-10 разів більша, ніж в країнах Євросоюзу, США.

Ціна порушень правил дорожнього руху – 5 мільярдів доларів на рік. Саме стільки витрачає Україна на ліквідацію наслідків дорожньо-транспортних пригод щороку.

За словами експертів, в середньому, кожна держава у світі таким чином втрачає від 2 до 3% ВВП.

Аналіз публікацій. Причиною травматизму при ДТП являється велика кінетична енергія, накопичена масою людини при русі автомобіля [11,12,13,14,15]. При його різкому гальмуванні в результаті лобового зіткнення на швидкості 60 км/год ця енергія по своєму значенню дорівнює падінню з висоти більш ніж 10 м та складає 75 Дж при масі людини 75 кг. Чим менше гальмівний шлях тим більше буде гальмівна сила, яка на шляху 1; 0,1; 0,01 м відповідно буде дорівнювати 7,5; 75; 750 кН. Якщо людина буде падати з висоти 10 м на асфальт, то вона отримає серйозні травми які можуть навіть викликати смерть; при падінні на квіткову клумбу тяжкість травм буде значно нижчою, а у разі падіння на рятувальний брезент людина взагалі не отримає травм. Приведений приклад дозволяє судити про ефективність засобів безпеки

Постановка завдання. Розглянути концепцію оптимального проектування засобів безпеки для сучасних автомобілів.

Виклад основного матеріалу.

Учені в різних країнах наполегливо працюють над створенням чогось такого, що могло б ефективно врятувати життя людині під час ДТП. Внутрішні подушки безпеки це звичайно добре, але не завжди вони є ефективним способом захисту здоров'я та людського життя. Вже зараз розглядається можливість встановлення зовнішніх подушок безпеки на автомобілі. Спеціалісти створюють датчик, який би міг посилати сигнал тривоги, для того щоб спрацювала зовнішня подушка безпеки. Розробники такого унікального винаходу сподіваються, що до 2020 року провідні автовиробники зможуть використати цю розробку [9,10,13,14,15].

Бокові удари залишаються одним з найпоширеніших видів ДТП, на них припадає близько 40% аварій. Розміри подушок безпеки, в даний час проходять випробування, складають 2 метри в довжину, 70 сантиметрів у висоту і від 15 до 20 сантиметрів у глибину, а їх обсяг дорівнює 200 літрам.

Зовнішні подушки безпеки, що з'являються з боків автомобіля, є новим словом в безпеці водія і пасажирів, і в даний час активно розробляються. Вони розгортаються від днища до середини двері за 20-30 мілісекунд, і захищають транспортний засіб і знаходяться всередині людей від удару.

Датчики, розташовані в передньому бампері, реагують на удар, і отримавши сигнал подушка надувається. Це перешкоджає удару водія і пасажира про вітрове скло, в той час як одночасно з цим розгортаються внутрішні подушки безпеки, покликані пом'якшити удар.

Тим часом TRW Automotive також розробила акриловий автомобіль, який оснастила новітніми розробками в галузі автомобільних систем безпеки, в тому числі і подушкою власної розробки.

Компанія вважає, що в найближче десятиліття автомобілі будуть оснащені більш інтелектуальними системами безпеки, що істотно знизить кількість постраждалих в ДТП [10,11].

Дані, одержувані від датчиків, використовуються допоміжними системами автомобіля, які прагнуть захистити водіїв, пасажирів і пішоходів у надзвичайних ситуаціях. Акриловий автомобіль також укомплектований суперсучасним радаром, який може бути використаний для попередження водіїв про можливе зіткнення, а також поліпшеною системою екстреного гальмування.

Новий «активний» ремінь безпеки, встановлений в експериментальному транспортному засобі, може допомогти управляти енергією пасажирів під час аварії. Нами спроектовано верхній одяг водія автомобіля який при ДТП захищає здоров'я та людське життя.

В якості основного принципу оптимального проектування засобів безпеки для сучасних автомобілів, обов'язково повинна виступати синергетична інтеграція між традиційними структурними елементами на основі адаптації до змін факторів навколишнього середовища [1,2,3].

Використання гнучких технологічних систем дають такі переваги:

- полегшує і здешевлює перехід на отримання нового „продукту”;
- забезпечує запиту заказчика та споживача;
- інтенсифікує захист;
- знижує металоємкість.

Гнучкі системи мають перевагу перед жорсткими системами в тому випадку, коли необхідно перестроюватися на виконання інших засобів захисту, що особливо важливо для захисту людини [4,5,6].

Під потенційною гнучкістю ($G_{п}$) системи розуміють відношення фактично закладеної і досягаємої гнучкості ($G_{д}$) до необхідного значення гнучкості ($G_{тр}$), наприклад за завданням:

$$G_{п} = G_{д}/G_{тр} ; \quad (1)$$

$G_{п}=1$ – гнучка система задовольняє завдання;

$G_{п}>1$ – є резерви по гнучкості;

$G_{п}<1$ – гнучка система розробці не підлягає.

В гнучкій системі максимальна концентрація операцій завжди бажана, так, як в цьому випадку мінімізується загальне число одиниць, що підвищує її техніко-економічні показники. Слід сказати, що перехід системи в новий стан слід розглядати, як вихід її в сферу допустимих значень, а не в оптимальну точку простору критерію. Це пояснюється тим, що в реально діючій багатокритеріальній системі оптимальне значення одного із показників гатунку досягається тільки за рахунок погіршення іншого.

На рис. 1 схематично показано приклад гнучкої системи за схемою А та перехід її в схему Б, при цьому ΔX_{11} і ΔX_{12} показують допустимі граничні зони регулювання параметрів. Для переходу системи із стану А в Б необхідно затратити час Т, при цьому процес переходу характеризується статичним

відхиленням параметра X_0 і величиною Δ . Основними характеристиками гнучкої системи є: час, необхідний на переналадку, живучість, продуктивність, мінімум затрат, максимум ефективності. Під живучістю гнучкої технологічної системи розуміють її властивість протистояти шкідливому впливу навколишнього середовища.

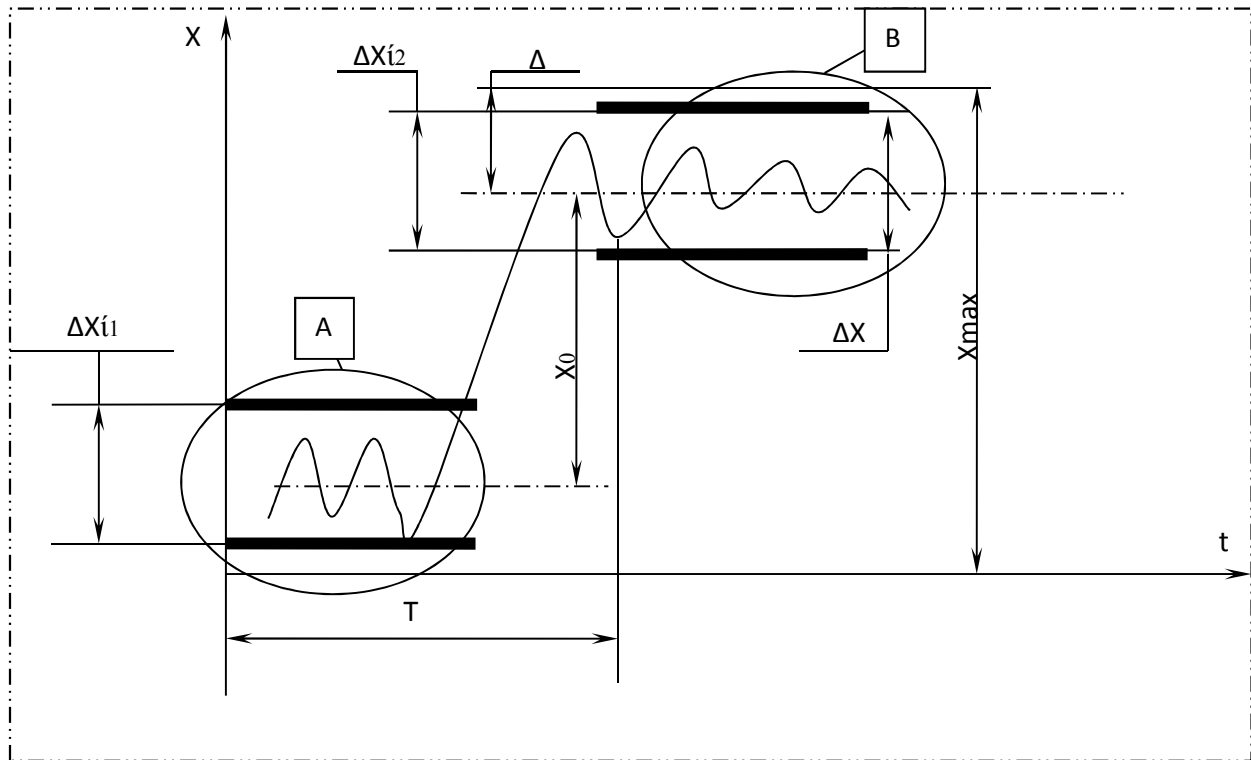


Рис.1 – До аналізу переходу гнучкої системи із одного стану в другий

Живучість – це ймовірна категорія, яка може бути оцінена:

$$P = \sum_{i=1}^{2^n-1} P(\omega_i); \quad (2)$$

де $P(\omega_i)$ – ймовірність перебування системи в стані, при якому може виконання лише тільки частину процесу ω_i ;
 n – число можливих сприятливих станів системи.

Аналіз формули (2) показує, що при збільшенні n живучість комплексу підвищується.

Аналіз шляхів підвищення ефективності змінних модулів можна привести на основі введення поняття коефіцієнта використання змінного модуля ($K_{вук}$), який визначається із виразу:

$$K_{вук} = \frac{t_{вук}}{\sum t_e + t_{нзз}}; \quad 0 < K_{вук} < 1 \quad (3)$$

де $t_{вук}$ – час використання змінного модуля в гнучкій будові;
 $\sum t_e$ – час експлуатації гнучкої будови;

$t_{пзм}$ – час на переналадку під змінний модуль.

Аналіз формули (3) показує, що збільшити коефіцієнт використання змінного модуля захисту можна за рахунок надання йому багатофункціональності і зменшення часу на переналадку.

Створені засоби безпеки для сучасних автомобілів досить гнучко перебудовуються на виконання нових операцій.

Технологічну систему, так як і окремі мехатронні модулі машини, можна оцінити наступними характеристиками: загальними, технологічними, економічними і системними. До загальних характеристик в першу чергу відносять продуктивність, універсальність і гнучкість. Характеристика універсальності більш вузла чим гнучкість. Гнучкість – здатність машини швидко перемикається на виконання других технологічних процесів проблем в рамках поставленої задачі. Розроблена нами класифікаційна графова модель гнучкості показана на рис. 2.

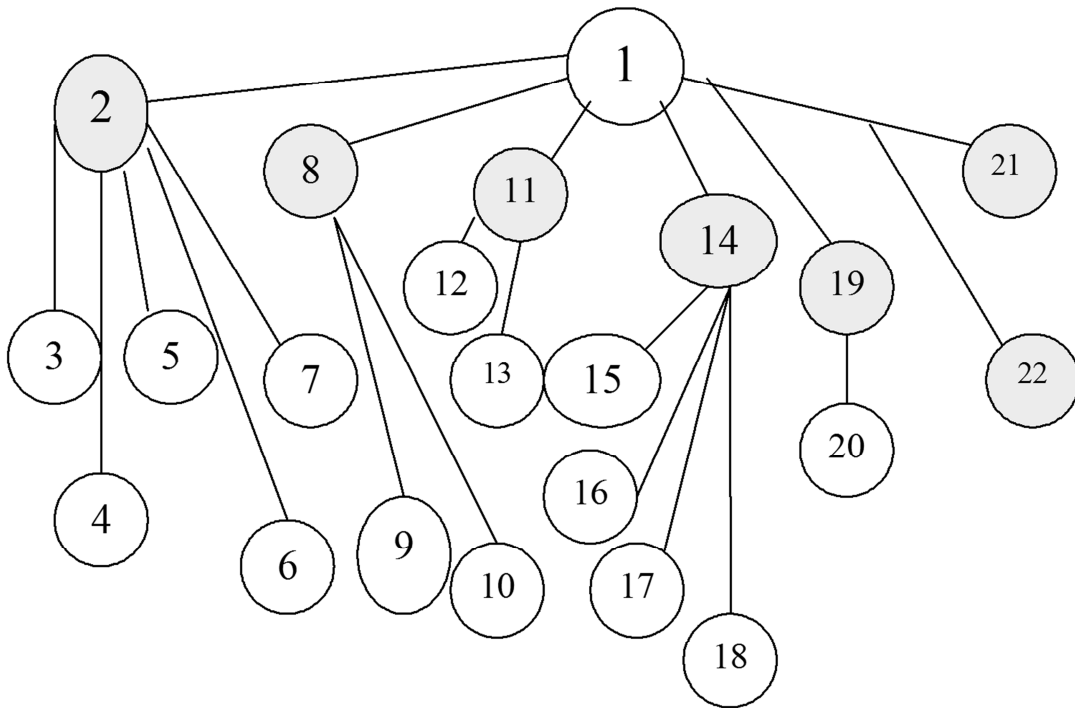


Рис.2 – Класифікаційна графова модель гнучкості

Гнучкість може бути: технологічна (2), конструктивна (8), організаційна (11), параметрична (14), стратегічна (19), оперативна (21) і тактична (22).

Технологічну гнучкість захисту забезпечують:

- внутрішні подушки безпеки;
- зовнішні бокові подушки;
- зовнішні подушки вітрового скла;
- зовнішні подушки переднього бамперу;
- шар навколо водія;

Конструктивна гнучкість (8) забезпечує структурну (9) і транспортну (10),

перекомпоновану для реалізації поставлених задач при мінімумі трудових і матеріальних затрат.

Організаційна гнучкість (11) дозволяє вести поточну (12) і не поточну (13) роботу в залежності від наявності трудових і матеріальних ресурсів.

Параметрична гнучкість (14) характеризується часом адаптації в новий стан (15), надійністю захисту (16), продуктивністю (17), затратами енергії на процес (18).

Стратегічна гнучкість (19) забезпечує раціональну роботу в залежності від природно – кліматичних умов (20).

Висновки. Використання мехатронного підходу при проектуванні дозволило:

- отримати високу ефективність управління системою безпеки;
- реалізувати модульний принцип побудови з мінімальним числом функціональних блоків і конструктивних елементів;
- покращити масо-габаритні характеристики, підвищити надійність, знизити вартість.

Список використаних джерел

1. Наянзин Н. Г. Системное проектирование гибких производственных систем. – М.: НИИМаш, 1984.
2. Цвиркун А.В. Структура сложных систем. – М.: Радио, 1995.
3. Ginterova A. Nitrogen fixation by hinger fungi // Biologia (Bratislava) 1993. - 28. No. 2 – P. 199 – 202.
4. Директива 2009/28/ЕС Європейського Парламенту та Ради Європи від 23 квітня 2009 року «Щодо сприяння використання енергії відновлюваних джерел та внесення змін (анулювання) деяких вимог Директив 2001/77/ЕС та 2003/30/ЕС»
5. Серій Кандил. Вимоги сталості до біопалива в ЄС: наслідки для виробників сировини в Україні. – К., 2010 (Серія консультативних робіт [AgPP №29]).
6. Станев А., Куценко Е., Внедрение положений Директивы ЕС в национальное законодательство. опыт Германии: Доповідь/Питання сталого розвитку в секторі біомаси в Україні: міжнародний семінар, 25-26 травня 2010 р. (Київ).
7. Штрубенхофф Х., Кандул С., Новые требования к сырью для биотопливной промышленности в ЕС: что нужно знать украинским аграриям: Доповідь// Стан та перспективи впровадження біопалива в Україні: науково-практична конференція. – 16 червня 2010 р. (Київ).
8. Самилін О.О., Цивенкова Н.М., Голубенко А.А. Сучасні енергоефективні технології використання відходів біомаси в сільському, лісовому та комунальному господарствах. – Вісник ЖНАЕУ №1.2009 – с.269-278.
9. <http://www.mediastar.net.ua>
10. <http://health.unian.net/ukr/detail/245070>
11. Дудин П.Г., Минин Ю.Г., Мироненко В.М., Шилякин Г.П.

- Безопасность жизнедеятельности. Чрезвычайные ситуации. Учебное пособие/Под ред. Непомнящего А.В., Шилякина Г.П. Таганрог, 1993 г.
12. Первая помощь при повреждениях и несчастных случаях/Под ред. Полякова В.А. М., 1990 г.
 13. <http://mnvk-rizhavka.at.ua>
 14. <http://ukautonews.ru>
 15. <http://wikipedia.org>

Аннотация

КОНЦЕПЦИЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СРЕДСТВ БЕЗОПАСНОСТИ СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Дьяконов В., Дьяконов О., Курченко Я., Данова К., Малишева В., Фесенко Г., Скрипник О., Бокатова М.

Обоснованы и поданы результаты работы по созданию конструктивно-технологических схем безопасности для современных автомобилей.

Abstract

CONCEPT OF OPTIMAL DESIGN OF MODERN CAR SECURITY FUNDS

V. Dyakonov, O. Dyakonov, Ya. Kurchenko, K. Danova, V. Malisheva, G. Fesenko, O. Skrypnyk, M. Bokatova

Justified and submitted the results of work on the creation of constructive-technological environment for the preparation of gasified fuel engines through the development and introduction of effective flexible ways.

УДК 621.793.7

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА НОМЕНКЛАТУРИ ДЕТАЛЕЙ, ЯКІ ВИЗНАЧАЮТЬ РЕСУРС МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ЇЇ БЕЗПЕКУ

Лузан С.О., д.т.н.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

На основі комплексної оцінки автотракторних деталей, які визначають ресурс, установлене, що абразивне зношування превалює над усіма іншими видами зношування. Близько 83% деталей автотракторної техніки має зношування до 0,6 мм, що відповідає технологічним можливостям газотермічних методів нанесення зносостійких відновлювальних покриттів.

Постановка проблеми. За даними Української Асоціації «Надійність машин і споруд», за період експлуатації витрати металу на запчастині тракторного двигуна складають 50-100 % його маси, шасі трактора – 100 %. Витрати коштів на технічне обслуговування і ремонт автомобілів, тракторів за

весь термін служби в 3-6 разів перевищує вартість їх виготовлення.

Парк автотранспортних засобів в Україні по технічному рівню, моральному і фізичному зносу вимагає відновлення, терміни амортизації майже у 50 % машин значно перевищені (більше 10 років). Ресурс двигуна після ремонту за технічних умов повинен бути не нижчим 80 % ресурсу нового двигуна, проте насправді складає тільки 30-50 %. Середнє напрацювання на відмову трактора Т-150К в 2 рази, а термін служби в 2-3 рази менше, ніж у зарубіжних аналогів.

Розвиток конструкцій машин відбувається при постійнім прагненні до збільшення їх продуктивності, що майже завжди супроводжується підвищенням механічної й теплової напруженості рухливих сполучень деталей [1]. При цьому ставляться завдання досягнення високої надійності й довговічності машини, зниження її маси, скорочення витрати дефіцитних матеріалів. Відомо, що підвищення довговічності машини навіть у невеликому ступені веде до значної економії металу, зменшенню витрат на виробництво запасних деталей; скорочуються число й обсяг ремонтів, а отже, збільшується кількість фактично працюючих машин [1].

Оскільки при конструюванні машин ураховуються й економічні фактори виробництва й експлуатації, конструкторові необхідно проводити перспективний прогноз тривалості використання даної машини з урахуванням тривалості експлуатації машин попередніх моделей. У ряді випадків цей строк становить 25 років, а іноді й більш, наприклад, для автомобілів, тракторів, транспортних літаків, металообробних верстатів [2]. При виборі конструктивного рішення необхідно враховувати майбутні витрати не тільки на виготовлення машини і її окремих вузлів, але й на обслуговування й ремонт. Останні витрати при тривалій експлуатації машини в багато разів більше вартості її виготовлення.

Тому проблема підвищення строку експлуатації виробів і деталей, особливо в тих випадках, де їх заміна або ремонт неможливий по виконанню вимог техніки безпеки, є актуальною.

Аналіз основних досягнень і публікацій. Аналіз причин відмов машин, проведений у роботах [3-9] показав, що ресурсною відмовою, яка найбільше часто зустрічається, є вихід через зношування й руйнування деталей пари тертя шейка колінчатого валу – вкладиш підшипника ковзання, табл. 1 [10].

Таблиця 1 – Кількісна оцінка ресурсних відмов двигунів

Найменування	Кількість %				
	СМ Д-62	ЯМЗ - 238НБ	ЯМЗ - 240Б	Д-240	КамАЗ - 740
Вихід з ладу групи шейка колінчатого валу – вкладиш підшипника ковзання (КШМ)	67	55	45	40	56
Зношування циліндро – поршневої групи (ЦПГ)	14	20	35	44	24
Обрив поршня	14	15	15	10	8
Обрив шатуна і його болтів	1	10	5	6	9
Обрив болтів кріплення маховика	–	–	–	–	3

Аналіз динаміки зміни зазорів у трибосистемах двигунів транспортних засобів також показав, що найбільш інтенсивний характер збільшення зазору поряд із циліндропоршневою групою (ЦПГ) має сполучення кривошипно-шатунного механізму (КШМ), тобто шийка колінчатого валу – вкладиш підшипника ковзання. Залежність зміни зазору в КШМ від наробітку представлені на рис. 1 [10].

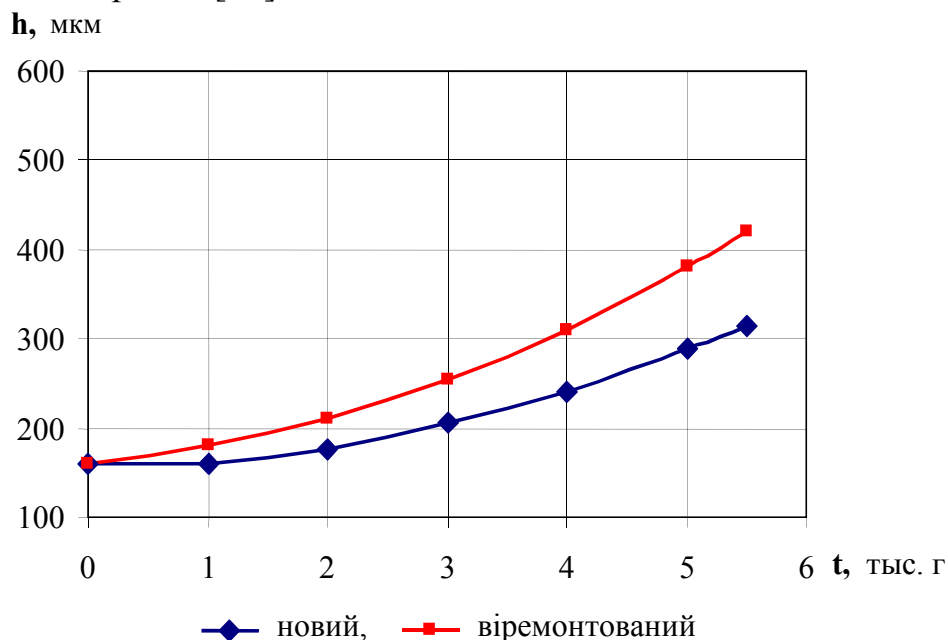


Рис.1 – Зміни зазорів у зв'язці вкладиш – шийка колінчатого валу двигуна від часу наробітку

Проаналізувавши графічні залежності, представлені на рис. 1 можна зробити вивід, що характер кривих зміни зазорів у зв'язці вкладиш – шийка колінчатого валу двигуна в нового й відремонтованого двигунів аналогічний, причому швидкість зношування сполучень у двигунів після ремонту вище, чим у нових.

Відомо, що на підтримку працездатності тракторів за строк їх служби витрачається коштів в 3 – 4 рази більше, чим на їхнє виготовлення. При цьому 60-80% цих засобів витрачається на усунення відмов і несправностей [11]. На ремонт тракторів задіяне в 4 рази більше виробничих потужностей, чим на їхнє виготовлення. Легковий автомобіль, що має масу 1000 кг, стає непридатним для ремонту, якщо втрата його маси від зношування складе 1 кг, а також підраховане, що до списання трактора Т-130 на запасні частини для ремонту й технічного обслуговування потрібно витратити стільки ж металу, скільки він важить сам – 12000 кг [12]. У нормативах надійності, для оцінки довговічності тракторів і їх основних складових частин використовується ресурс до першого капітального ремонту (ГОСТ 26817-86) із заданою гарантованою ймовірністю безвідмовної роботи.

До 1990 року Україна щорічно купувала близько 52 тисяч тракторів і парк тракторів становив 495 тисяч машин [13]. У зв'язку зі спадом виробництва вже 2005 року в сільськогосподарських підприємствах України було 194,92 тисячі тракторів усіх марок. У такий спосіб за 15 років випуск тракторів скоротився

більше чим в 30 раз, а в 2009 році більш ніж в 100 раз. Відсоток використання виробничих потужностей тракторних заводів також знизився з 93% в 1985 році до 5,2% в 1997 році. А в 2009 році виробничі потужності підприємств були завантажені до 2% [13].

У зв'язку із цим у цей час в експлуатації питома вага тракторів випущених до 1985 року досягає 25%, випущених в 1986-1990 роках – 42%. Більше половини тракторів, які є в наявності, були випущені близько 20 років тому.

Так, наприклад, кількість тракторів марки «ЮМЗ», які перебувають у господарствах України становить близько 50 тисяч штук. З них більше половини вимагає капітального ремонту. І якщо не вжити відповідних заходів, то до 2015 року вони залишаться в одиничних екземплярах у господарствах України. Трохи краще ситуація із тракторами «ХТЗ», однак за 8 місяців 2009 року господарствами України було придбано всього 150 штук цих тракторів [13]. Враховуючи дану економічну ситуацію потрібні нові системні підходи до збільшення ресурсу машин шляхом відновлювання деталей визначальних їхній ресурс.

Формулювання цілей статті. На основі комплексної оцінки номенклатури деталей, які визначають ресурс автотракторної техніки, установити переважні види й величини зношування деталей. Запропонувати способи відновлювання цих деталей, що забезпечують їхній ресурс на рівні або перевищуючим рівень нових.

Основний матеріал. У відповідності ДСТУ 2863-94 програма по забезпеченню надійності повинна містити етап розробки нормативів довговічності, безвідмовності, ремонтпридатності [14]. Це основа керування процесом забезпечення необхідної надійності.

У монографії [11] на основі аналізу впливу ряду факторів: навантаження, частоти обертання, ступені забруднення мастильного середовища, конструктивних особливостей вузлів, сполучень на інтенсивність зношування й динаміку нагромадження втомлених ушкоджень, а також з урахуванням накопиченого досвіду підвищення працездатності деталей і вузлів на Харківському тракторному заводі була визначена номенклатура деталей шасі колісних тракторів типу Т-150 К, які вимагають підвищення довговічності. Номенклатура містить 36 деталей. Переважні види ушкоджень: зношування – 33 деталі, питинг зубів – 2 деталі, спікання втулки з валом – 1 деталь. Якщо проаналізувати обрані можливі шляхи підвищення довговічності, то на частку зміцнюючих технологій доводиться 9 деталей (плазмове напилювання – 3 дет., хіміко-термічне зміцнення – 3 дет., лазерне зміцнення – 3 дет.), що становить більш 27%, а серед них плазмове напилювання й лазерне зміцнення займають обсяг 67%.

Ресурс більшості машин залежить від відносно невеликої кількості деталей. Це дозволяє планувати обсяги їх відновлювання, розробляти, випускати й впроваджувати спеціальне устаткування, створювати й розбудовувати спеціалізовані виробництва, нарощувати обсяги й розширювати номенклатуру відновлюваних зношених деталей.

Агрегати й вузли автомобілів, тракторів і сільськогосподарських машин являють собою сукупність безлічі деталей типу: вал, втулка, важіль, корпус, шестірня, що зазнають у процесі експлуатації впливу різного роду навантажень і середовища, які приводять до необоротних процесів зношування їх робочих поверхонь.

При обробці статистичних даних по відмовах деталей автомобілів установлений наступний їхній розподіл: зношування – 53,4%; руйнування (тріщини, поломка, обривши частини деталі) – 18,9%; деформація (розтягання, скручування, вигин) – 10,4%, інші види дефектів – 17,3%. Аналізуючи дефекти деталей, що виникають при експлуатації, слід мати у виді, що кожна окрема деталь піддається різному навантаженню, виду деформацій і умовам змащення.

При узагальненні видів зношування деталей, які виникають в експлуатації машин, виготовлених на різних заводах, установлюються характерні дефекти, властиві машинам різного призначення. У деталях машин, які вишли з ладу, спостерігається абразивне зношування, втомне руйнування поверхневого шару, контактне схоплювання, зминання й корозія. У числі дефектів зустрічаються тріщини, сколювання й викрашування зубів, поломка зубів, скручування шліців і валів.

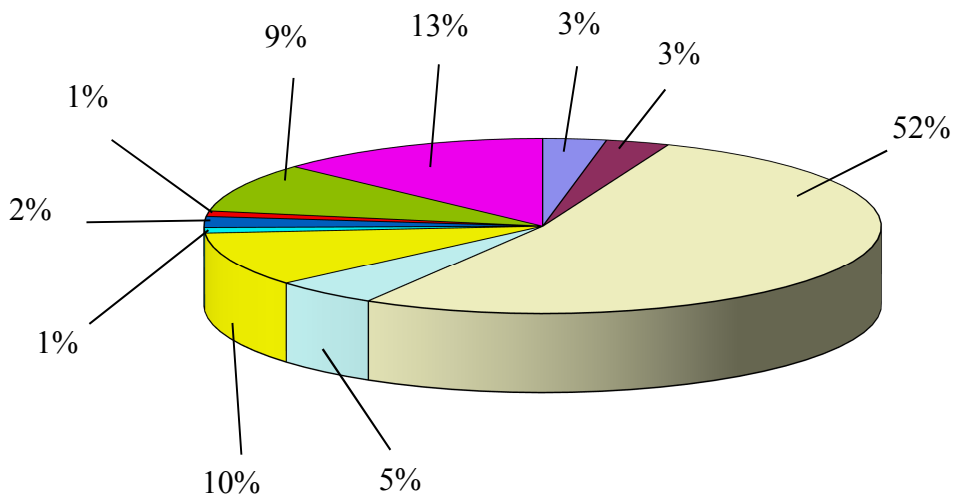
Абразивне зношування превалює над усіма іншими: близько 40% деталей мають чисто абразивне зношування й 50% – абразивне зношування в комбінації з іншими видами зношування й руйнувань поверхневого шару.

Дуже часто, на одній деталі й навіть на одній і тій же поверхні тертя спостерігається кілька видів зношування й руйнування (табл. 2).

Таблиця 2 – Характерні види зношування й руйнувань деталей машин

Вид зношування й руйнування	Імовірність повторення, %
Зминання й абразивне зношування зубів і шліців сполучних муфт	14,8
Втомне руйнування поверхневого шару й абразивне зношування зубів шестірень	15,8
Відколи й абразивне зношування зубів шестірень	20,1
Абразивне зношування деталей	38,8
Контактне схоплювання деталей	10,5
Корозія деяких деталей у комбінації з різними видами зношування й руйнуваннями поверхневого шару	3,5–10

За даними досліджень [15-17], зношування поверхонь деталей тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин розподіляється приблизно в такий спосіб, рис. 2.



Циліндричні – 52%; конічні й сферичні – 3%; шліци – 3%; пази, канавки, лиски – 5%; різьблення – 10%; плоскі поверхні – 1%; зуб'я шестірень – 2%; профільні, фасонні поверхні – 1%; тріщини й злами – 9%; порушення геометричної форми – 13%.

Рис. 2 – Зношування поверхонь деталей автомобілів, тракторів і сільськогосподарських машин

При цьому 40% дефекту, що найбільше часто зустрічається, – зношування циліндричної поверхні – становить зношування зовнішньої циліндричної поверхні, 60% – внутрішньої, рис. 3.

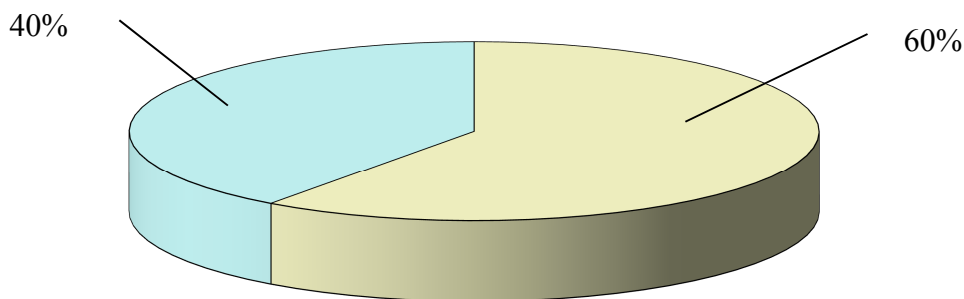


Рис. 3 – Зношування циліндричних поверхонь деталей автомобілів, тракторів, і сільськогосподарських машин

Необхідно відзначити, що найбільше число деталей (близько 83%) має зношування до 0,6 мм [17]. З них зношування до 0,1 мм – 52%, до 0,2 – 12%, до 0,3 – 10%, до 0,4 – 1%, до 0,5 – 5% і до 0,6 – 3%, що відповідає технологічним можливостям газотермічних способів нанесення покриттів.

При склавшійся ситуації необхідно розробити систему відновлювального ремонту деталей засобів транспорту, що враховує тип сполучення й спосіб відновлювання зношеної поверхні, розробку технологічної документації, що забезпечує одержання заданого якості відновленої поверхні деталі, підготовку кваліфікованих фахівців.

Висновки. На основі комплексної оцінки автотракторних деталей, що визначають ресурс, установлене, що абразивне зношування превалює над усіма іншими видами зношування: близько 40% деталей мають чисто абразивне зношування й 50% – абразивне зношування в комбінації з іншими видами зношування й руйнувань поверхневого шару.

Близько 83% деталей автотракторної техніки має зношування до 0,6 мм, що відповідає технологічним можливостям газотермічних методів нанесення покриттів і які можна рекомендувати для відновлювання цих деталей з метою забезпечення їх ресурсу на рівні або перевищуючим рівень нових.

Список використаних джерел

1. Гаркунов Д.Н. Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин): Учебник / Гаркунов Д.Н. – М.: “Издательство МСХА”, 2002. - 632 с.
2. Кугель Р.В. Основные задачи проблемы надежности машин / Р.В. Кугель // Вестник машиностроения. – 1981. - № 11. - С. 49-55.
3. Рабинович А. Ш. и др. Методические указания по классификации и шифровке отказов тракторов / А. Ш. Рабинович и др. – М. : ГОСНИТИ, 1976, – 123 с.
4. Абдула С. Л. Обеспечение надежности тракторных конструкций при проектировании / С. Л. Абдула, В. Г. Кухтов., А. С. Полянский // Техніка в АПК. – 2002. – № 7-9. – С. 29-32.
5. Анилович В. Я. Технично-економическая оптимизация при обеспечении надежности / В. Я. Анилович, А. С. Полянский // Тракторная энергетика в растениеводстве : Сб. научн. тр. – Х. : ХГТУСХ, – 2001. – С. 10-20.
6. Гринченко А. С. Оценка и прогнозирование показателей надежности в случае параметрических отказов / А. С. Гринченко // Надежность и контроль качества. – 1991. – № 7. – С. 38-43.
7. Как сохранить работоспособность дизеля: [справочник / А. П. Строков, В. И. Водолажский. Н. А. Сергиенко]. – М. : Укр. Дизель, 1993. – 272 с.
8. Бажинов А. В. Прогноз и управление в системе ТО и ремонта автомобилей / А. В. Бажинов // Вестник ХГАДТУ: Сб. науч. тр. Харьков: ХГАДТУ, 2000. – Вып. 12-13. – С. 34-37.
9. Погорелый Л. В. Повышение эксплуатационно-технологической эффективности сельскохозяйственной техники / Погорелый Л. В. – К. : Техника, 1990. – 176 с.
10. Гончаров В. Г. Повышение ресурса транспортной техники совершенствованием технологии ремонта коленчатых валов: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20 / Виктор Григорьевич Гончаров. – Х., 2008. – 183 с.
11. Кухтов В. Г. Долговечность деталей шасси колёсных тракторов / Кухтов В. Г. – Харьков : ХНАДУ, 2004. – 292 с.
12. Капитальный ремонт автомобилей / [под ред. Р.Е. Есенберлина]. – М. : Транспорт, 1989. – 335 с.
13. Кривоконь О. Г. Стан тракторобудування в Україні. Проблемні питання

подальшого розвитку галузі та шляхи їх регулювання / О. Г. Кривоконь, А. А. Макалей // Весник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков : НТУ«ХПИ». – 2010. – № 1. – С. 3-7.

14. Надежность техники. Программа обеспечения надежности: ДСТУ 2863-94. – Киев: Госстандарт Украины, 1994. – 37 с.
15. Масино М. А. Организация восстановления автомобильных деталей / Масино М. А. – М. : Транспорт, 1981 – 179 с.
16. Шамко В. К. Технология ремонта деталей сельскохозяйственной техники / Шамко В. К., Гуревич В. Л., Захаренко Г. Д. – Минск: Урожай, 1988. – 152 с.
17. Воловик Е. Л. Справочник по восстановлению деталей / Воловик Е. Л. – М. : Колос, 1981. – 351 с.

Аннотация

КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА НОМЕНКЛАТУРЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДЕТАЛЕЙ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ РЕСУРС

Лузан С.

На основе комплексной оценки автотракторных деталей, определяющих ресурс, установлено, что абразивный износ превалирует над всеми остальными видами износа. Около 83% деталей автотракторной техники имеет износ до 0,6 мм, что соответствует технологическим возможностям газотермических методов нанесения износостойких восстановительных покрытий.

Abstract

COMPLEX ESTIMATION OF THE NOMENCLATURE АВТОТРАКТОРНЫХ ДЕТАЛЕЙ, DEFINING RESOURCE

S. Luzan

On base of the complex estimation автотракторных деталей, defining resource is installed that abrasive wear-out prevails on all rest type of the wear-out. Beside 83% details автотракторной technology have a wear-out before 0,6 mm that corresponds to the technological possibility a gasothermal methods of the fixing rugged reconstruction coating.

ВПЛИВ ГОМОГЕННОЇ КРИСТАЛІЗАЦІЇ НА БЕЗПЕКУ ОБ'ЄКТІВ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Кірієнко М.М., к.т.н., доц., Швайка А.В., студент

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Третьяков О.В., к.т.н., доц.

*Харківський національний університет міського господарства
імені О.М. Бекетова*

Запропоновано фізико–хімічну модель процесу утворення відкладень, як двостадійного процесу – доставки та закріплення часток твердої фази, що утворюються внаслідок гомогенної кристалізації у теплоносії. Отримано математичне описання процесу для випадку турбулентної течії робочого середовища. Отримані результати розрахунків за цією моделлю досить добре погоджуються з експериментальними даними по накипеутворенню солей жорсткості на теплопередаючих поверхнях.

Постановка проблеми. Надійність і ефективність експлуатації різноманітних установок, які генерують теплову, або електричну енергію, багато як залежать від утворення відкладень важкорозчинних сполук (солей жорсткості) на теплопередаючих поверхнях теплопередаючого обладнання. Саме поява таких відкладень на теплопередаючих поверхнях котлів теплових електростанцій та оболонках тепловиділяючих елементів реакторів атомних енергетичних установок стають головною причиною виникнення аварійних ситуацій на цих об'єктах, наслідки яких можуть бути дуже важкими. Утворення таких сполук у потоці теплоносія відбувається за рахунок присутності у теплоносії відповідних іонів. Тому процес утворення часток важкорозчинних сполук у потоці теплоносія є безумовно процесом гомогенної кристалізації.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Механізм формування зовнішнього шару важкорозчинних солей, який відбувається за рахунок осадження часток з потоку теплоносія. Невелика концентрація дисперсної фази (часток) і незначна концентрація електроліту у реальних умовах експлуатації теплопередаючого обладнання, дозволяють полагати, що дисперсна система перебуває у стані неусталеної рівноваги, але дисперсна фаза при цьому перебуває у агрегативно усталеному стані [1]. Все це дає змогу полагати, що взаємодія часток у потоці практично відсутня, а доставка часток до поверхні підпорядковується законам конвективної дифузії.

Закріплення частки будемо розглядається як її незворотну фіксацію у найближчій потенційній ямі на кривій взаємодії частки зі стінкою. При цих умовах взаємодію доставленої частки з поверхнею може бути розраховано за допомогою залежностей, які отримані у теорії усталеності гідрофобних часток

[2]. При цьому приймають до уваги, що наявність на потенційній кривій взаємодії максимуму (потенційного бар'єру) перешкоджає закріпленню тих часток, у яких кінетична енергія поступального руху ε менше висоти цього бар'єру U_{max} .

Більшістю дослідників вважається, що частки з енергією $\varepsilon \geq U_{max}$, які подолали бар'єр, не можуть здійснити зворотній перехід, як такі що "скинули" надлишкову кінетичну енергію [3].

Постанова задачі та її розв'язання. У відповідності з викладеним визначення швидкості утворення відкладень розпадається на дві самостійні задачі: визначення потоку доставлених до поверхні часток за рахунок конвективної дифузії і визначення висоті потенційного бар'єру, а також кількості часток, які мають кінетичну енергію, що перебільшує цей бар'єр.

Розглянемо стадію доставки часток з турбулентного потоку. В якості вихідної можна прийняти гіпотезу Л.Д. Ландау і В.Г. Левіча про плавне затухання турбулентного руху у в'язкому підшарі. У цьому випадку турбулентний потік має чотирьохшарову структуру (рис. 1.), а розподілення об'ємних концентрацій розчиненої речовини у кожній області описується наступними рівняннями [4]

$$C_{IV} = \frac{j}{D} y \quad \text{при } y \leq \delta; \quad (1)$$

$$C_{III} = -\frac{j\delta_0^3}{3\gamma v_0 y^3} + c_2 \quad \text{при } \delta \leq y \leq \delta_0; \quad (2)$$

$$C_{II} = \frac{j}{\beta v_0} \ln \frac{y}{d} + c_1 \quad \text{при } \delta_0 \leq y \leq d, \quad (3)$$

де: C_{II} , C_{III} , C_{IV} – об'ємні концентрації у відповідній області;
 j – потік розчиненої речовини;
 D – коефіцієнт молекулярної дифузії;
 v_0 – характеристична швидкість турбулентного потоку;
 β , γ – постійні порядку одиниці;
 c_1 , c_2 – постійні інтегрування.

Постійні інтегрування c_1 і c_2 і потік j у роботі [4] визначаються з умов змикання розподілень при граничних умовах:

$$\begin{aligned} y = 0; & \quad C = 0; \\ y = d; & \quad C = C_0, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\delta = \frac{10^{3/4} v}{Pr^{1/4} v_0 \sqrt[4]{\gamma}}, \quad (5)$$

де: v – кінематичний коефіцієнт в'язкості;
 $Pr = \nu/D$ – дифузійне число Прандтля.

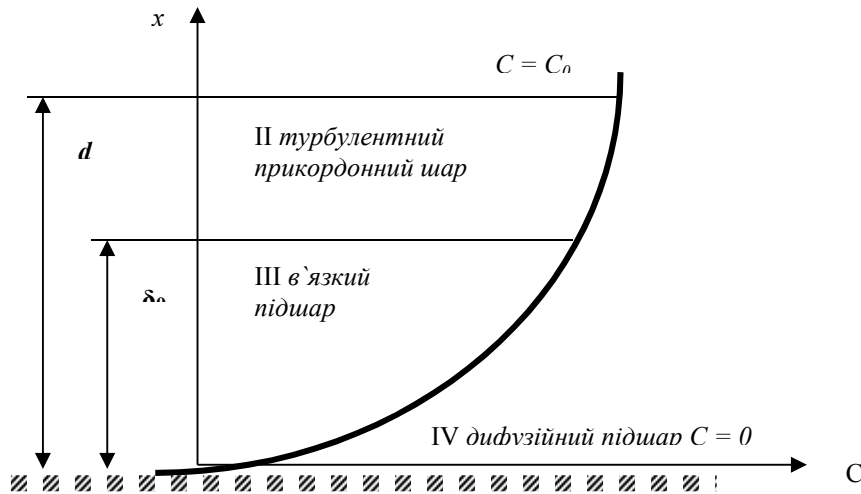


Рис. 1. Структура турбулентного потоку і розподілення концентрації розчиненої речовини.

Виразимо v_0 через середню швидкість течії по трубі U_0

$$v_0 = U_0 \sqrt{\frac{k_f}{2}}; \quad (6)$$

$$k_f = 0,32 \operatorname{Re}^{-1/4} \quad \text{при} \quad \operatorname{Re} \leq 10^6, \quad (7)$$

де: k_f – коефіцієнт опору.

Оцінимо порядок величин, які входять до формули (5),

$$v = n_1 \cdot 10^{-6}; \quad \operatorname{Pr} = \frac{\nu}{D} = \frac{n_1 \cdot 10^{-6}}{n_2 \cdot 10^{-12}} = n_3 \cdot 10^6;$$

$$v_0 = 0,4 U_0 \operatorname{Re}^{-1/8} = 0,4 n_4 (n_5 \cdot 10^5)^{-1/8} = n_6 \cdot 10^{-1/2};$$

$$\gamma = n_7 \cdot 10^0,$$

де: n_i – величини порядку одиниці.

$$\text{Тоді } \delta = n_8 \cdot 10^{-6,25} \approx 7 \cdot 10^{-7} \text{ м.}$$

Таким чином, товщина дифузійного підшару має той же порядок, що і радіус часток твердої фази, які утворюються у розчині при гомогенній кристалізації. Отже, він не може бути основним опором для потоку дифундуючих до поверхні часток твердої фази важкорозчинних сполук.

У відповідності з викладеним схема розподілення концентрацій буде мати вигляд, наведений на рис. 2. Граничні умови $C = C_0$ при $y = d$ і $C = 0$ при $y = r$ і умова змикання розподілень C_{II} і C_{III} при $y_0 = \delta_0$ дозволяє знайти потік

$$j = C_0 \left[\frac{\delta_0^3}{3\gamma v_0} \left(\frac{1}{r^3} - \frac{1}{\delta_0^3} \right) - \frac{1}{\beta v_0} \ln \frac{\delta_0}{d} \right]^{-1}. \quad (8)$$

Основна відміна формули (8) для часток твердої фази важкорозчинних сполук, які виникають у потоці теплоносія внаслідок гомогенної кристалізації, від рівняння для колоїдних систем [4] – відсутність членів D і δ , які обумовлені молекулярною дифузією.

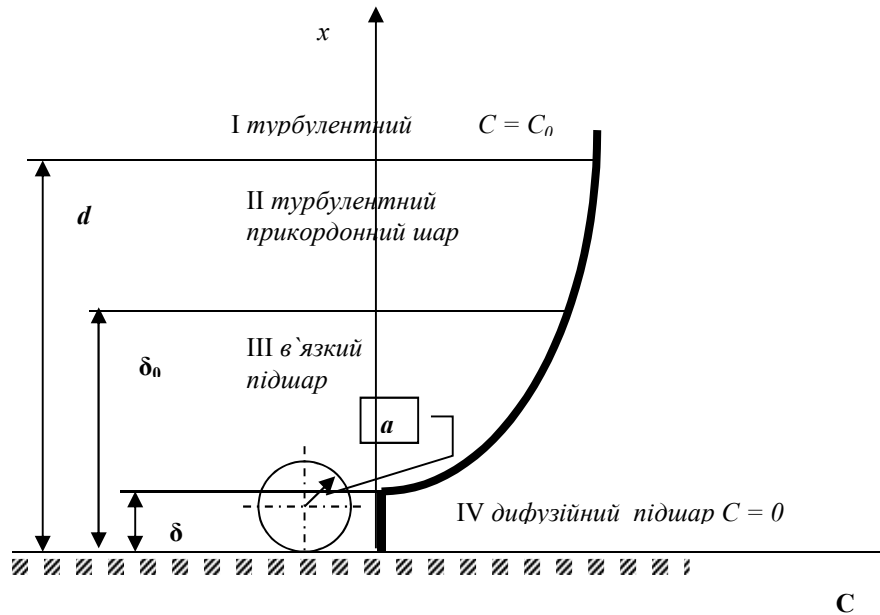


Рис. 2. Розподілення концентрацій дисперсних часток твердої фази у турбулентному потоці.

З наведеного витікає, що розмір часток твердої фази, яка виникає у теплоносії за рахунок гомогенної кристалізації у розчині, має визначальне значення для доставки їх до теплопередаючих поверхневих обладнання.

Неважко переконатися, що і на стадії закріплення часток твердої фази на теплопередаючих поверхнях обладнання розмір часток відіграє дуже важливу роль. Взаємодія частки зі стінкою у першому наближенні може бути розрахована за допомогою залежностей, які отримані для сфероподібних часток [7, 8]

$$U = U_i + U_m, \quad (9)$$

$$U_i = \frac{\varepsilon r \varphi_1^2}{2} \ln(1 + e^{-\chi H}), \quad (10)$$

$$U_m = -\frac{Ar\lambda}{12H(\lambda + 3,54\pi H)} \quad \text{при } H \leq 150 A, \quad (11)$$

$$U_m = -Ar \left[\frac{2,45\lambda}{120\pi H^2} - \frac{2,17\lambda^2}{72\pi^2 H^3} + \frac{0,59\lambda^3}{3360\pi^3 H^4} \right] \quad \text{при } H \geq 150 A, \quad (12)$$

де U – повна потенційна енергія взаємодії двох часток;

U_i – потенційна енергія сил іон-електростатичного відштовхування часток;
 U_m – потенційна енергія сил притягнення Ван-дер-Ваальса – Лондона з урахуванням ефекту електромагнітного запізнення;
 ε – діелектрична проникливість середовища;
 φ_l – падіння потенціалу у дифузійній частині подвійного електричного шару;
 H – відстань між частками;
 χ – параметр Дебая;
 A – стала Гамакера;
 λ – лондонівська довжина хвилі.

З наведеного витікає, що розмір часток твердої фази, яка виникає у теплоносії за рахунок гомогенної кристалізації у розчині, має визначальне значення для доставки їх до теплопередаючих поверхней обладнання.

Відносна кількість часток, кінетична енергія поступового руху яких перебільшує U_{max} , можна знайти за допомогою розподілення Максвела [9] по значеннях кінетичної енергії поступального руху

$$\frac{n}{n_0} = \frac{2}{(kT)^{3/2} \sqrt{\pi}} \int_{U_{max}}^{\infty} \exp\left(-\frac{\varepsilon}{\sqrt{kT}}\right) \sqrt{\varepsilon} d\varepsilon. \quad (13)$$

З урахуванням (8) отримаємо для потоку часток, що закріплюються на поверхні

$$j^* = \frac{C}{v} \frac{n}{n_0} \left[\frac{\delta_0^3}{3\gamma v_0} \left(\frac{1}{r^3} - \frac{1}{\delta_0^3} \right) - \frac{1}{\beta v_0} \ln \frac{\delta_0}{d} \right]^{-1}, \quad (14)$$

де: C – масова концентрація часток твердої фази в ядрі потоку;
 v – питомий об'єм дисперсійного середовища.

Висновки. З формули (14) витікає, що швидкість утворення відкладень важкорозчинних сполук на теплопередаючих поверхнях визначається параметрами дисперсної фази, яка утворюється у потоці теплоносія за механізмом гомогенної кристалізації.

Запропонований підхід дуже добре погоджується з експериментальними результатами по утворенню відкладень солей жорсткості у каналі діаметром 20 мм з масовою швидкістю руху теплоносія 1400 кг/(м²·с) концентрації часток 20 мкг/л та концентрації електроліту 0,05 ммоль/л, а також з експлуатаційними результатами по утворенню відкладень на теплопередаючих поверхнях парогенераторів зверхкритичного тиску фірми Бабкок при концентрації часток 100 мкг/л і концентрації електроліту – 0,03 ммоль/л [10].

Список використаних джерел

1. Фридригсберг Д.А. Курс коллоидной химии.- Л.: Химия, 1974. – 420 с.
2. Ландау Л.Д. Собрание трудов. \ Под редакцией Е.М. Лифшица, т. 1.- М.:

- Наука, 1969. – 420 с.
3. Френкель Я.И. Кинетическая теория жидкостей.- Л.: Наука, 1975. – 576 с.
 4. Левич В.Г. Физико-химическая гидродинамика.- М.: Физматгиз, 1959.– 460 с.
 5. Третьяков О.В., Крицкий В.Г. Уравнение Оствальда-Фройндлиха и описание гомогенной кристаллизации в растворах с малым пересыщением // Изв. ВУЗ. Химия и химическая технология. 1989, т. 32, № 10, с. 48-53.
 6. Третьяков О.В., Крицкий В.Г. Закономерности гомогенной кристаллизации из растворов // Украинский химический журнал. 1990, т. 56, № 6, с. 567-571.
 7. Кройт Г.Р. Наука о коллоидах. т. 1.- М.: ИЛ, 1959. – 390 с.
 8. Ефремов И.Ф. Периодические коллоидные структуры.- Л.: Химия, 1971. – 417 с.
 9. Савельев И.В. Курс общей физики, т. 1.- М: Наука, 1966. – 530 с.
 10. Романов В.А., Калмыков А.Н. Об образовании отложений малорастворимых продуктов коррозии // Изв. ВУЗ. Энергетика, 1977, № 7, с. 62 – 67.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ ГОМОГЕННОЙ КРИСТАЛЛИЗАЦИИ НА БЕЗОПАСНОСТЬ ОБЪЕКТОВ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ

Кириенко М., Швайка А., Третьяков О.

Предложена физико – химическая модель процесса образования отложений, как двустадийного процесса – доставки и закрепления частиц твердой фазы, которые образуются вследствие гомогенной кристаллизации в теплоносителе. Получено математическое описание процесса для случая турбулентного течения рабочей среды. Полученные результаты расчетов по этой модели достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными по накипеобразованию солей жесткости на теплопередающих поверхностях.

Abstract

EFFECT ON SAFETY HOMOGENEOUS CRYSTALLIZATION OBJECTS OF LIFE

M. Kiriienko, A. Schweich, O. Tretyakov

It has been proposed the physicochemical model of process deposit formation, as two-stage process – delivery and fixing particles solid phase, which are formed as result of homogeneous crystallization in the heat carrier. It has been taken mathematical formulation of process for case when workspace has turbulent motion. The results of calculation which have been received for this model, are good coordinated with experimental data scale formation of salt harshness on the heat-exchange surface.

ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВАХТОВИХ СЕЛИЩ

Д'яконов В.І., к.т.н., доц., Дьяконов О.В., інж., Курченко Я.Г. студент.,

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Фесенко Г.В., к.т.н. доц.

*Харківський національний університет міського господарства
імені О.М. Бекетова*

Описано конструкцію та принцип дії пристрою для переробки неліквідної деревини. Проаналізовано відомі конструктивні різновиди верстатів та пристроїв для заготівлі дров зарубіжного та вітчизняного виробництва а також стан сільського та лісового господарства України та інших європейських країн. Враховуючи незмінну потребу у біопаливі, розроблення такого верстата дає змогу максимально можливо автоматизувати такий трудомісткий процес, як здійснення первинного оброблення деревини; а виходячи з економічної ситуації країни, можливість використання пристрою для підготовки палива газогенераторних установок вахтових селищ

Ключові слова: пристрій для оброблення деревини, заготівля дров, нарізання дощок.

Постановка проблеми. Проблема забезпечення енергоресурсами поставила під загрозу стабільність економіки багатьох країн світу, а у майбутньому може бути й причиною численних міжнародних конфліктів. Аналіз публікацій Вирішити питання дефіциту енергоресурсів можливо за рахунок збільшення обсягів використання альтернативних відновних джерел енергії. Саме тому, ретельного вивчення зазнали всі перспективні відновні джерела біомаси, які за умови збалансованого використання зможуть компенсувати використання викопних видів палива [1,2,7]. Так перед науковцями постало питання оцінки запасів енергії в основних джерел біомаси, зокрема, лісів.

На території України існує безліч ізольованих від центральних електромереж вахтових селищ електропостачання яких досить важливе. Використання дизельних електростанцій для вирішення даної проблеми економічно недоцільно.

Постановка завдання. Застосувати газогенераторні установки для енергозабезпечення вахтових селищ.

Проблема полягає з одного боку в малому моторесурсі дизельних двигунів станцій (ремонт ДВЗ зіставимо з вартістю нового; нової станції вистачає на 2 роки) і витратах на експлуатацію з іншого боку у величезному споживанні дизельного палива. Виходячи з цього вирішення проблеми бачиться

у використанні поновлюваних джерел енергії.

Було розглянуто варіант застосування вітроенергетичної установки, який також виявився не вигідним. По-перше, вартість вітроенергетичних установок значно перевищує вартість встановлених дизельних станцій, по друге, їх потужність при вітрі в 3,2 м/с вкрай мала.

Найбільш результативним, економічно ефективним і обґрунтованим варіантом виходу із ситуації, є використання місцевих відносно дешевих твердих палив шляхом прямого спалювання із застосуванням нетрадиційних технологій, а саме газифікація твердих палив (відходів деревини).

У розглянутих умовах, сировиною, яку можна застосовувати для ДВЗ перенастроюючи на газогенераторний режим використання, є: уражений і згорілий ліс, кора, пні, обрізки гілок, дрова, некондиційні залишки деревини на лісосіках, тирса, тріска і т.д., тобто відходи лісозаготівлі

Виклад основного матеріалу. З впровадженням запропонованої технології газифікації деревини місцеві автономні дизельні електростанції можна порівняно легко і при мінімальних витратах перевести на роботу на відходах деревини.

Деревина є найбільш легко газифікованим твердим паливом.

При заміщенні в дизельних електростанціях дизельного палива на генераторний газ, вироблений з деревини, витрати на паливо знижуються не менш ніж у 10 разів; термін окупності капіталовкладень складає від 1го до 3х років. Через 3 роки після переходу на газогенераторну станцію почнеться економія грошових коштів,

Сировинні ресурси відходів деревини у лісовому господарстві України складають 1080 тис.м³ щорічно, в тому числі при лісових заготовках відходи складають 837,6 тис. м³, при деревообробці 146,6 тис. м³ кускових відходів (тирси, тріски та інших) кількість відходів доступних для виробництва енергії сировини 2025 р. – 9 млн. м³; 2035 р. – 12 млн. м³.

Основні вимоги до палива полягають в наступному: невисока вологість і зольність, малий вміст сірки і кислот, достатня активність горіння для забезпечення швидкого розпалювання, одноманітність форми і розмірів, достатня механічна міцність і дешевизна. Найкращим паливом можна вважати відходи твердих листяних порід: дуб, граб, береза, ясен, бук, клен, берест, а потім тверді шпилькові, нижче за теплотворність є м'які породи: липа, вільха, осина, ялина, верба. На смоли шпилькових порід неліквідної деревини не треба звертати увагу, так як ця речовина повністю згорає в газогенераторі.

Як паливо в газогенераторних пристроях досить часто використовується деревне вугілля з розмірами кусків 35-50 мм. Воно гарно газифікується і дає стійкий однорідний газ. Газогенераторні пристрої для використання деревного вугілля легкі і прості по конструкції. Для отримання однієї потужності двигуна деревного вугілля необхідно використати десь в два рази менше чим неліквідної деревини. В той час деревне вугілля має ряд недоліків: крихке, легко перетирається на пил, неоднорідне. Для газогенераторів досить рідко використовується торф'яний кокс, напівкокс із бурого вугілля, "орешек" і "семечко" із антрацита. Гарне паливо для газогенераторних модулів можна

отримати після ущільнення рослинної біомаси.

Паливо із неліквідної деревини використовується у вигляді дрібних кусків (чурок) з розміром сторін від 4 до 8 см і довжиною в середньому 20-30 см.

Великі куски можуть заклинюватись в топках та зависати і перешкоджати повільному опусканню палива при його горінні. Розпилювання та приготування колотих дров - дуже трудомістка операція. Ось чому нами розроблена конструктивно-технологічна схема підготовки неліквідної стовбурної деревини, хмизу та тирси як палива для газогенераторних двигунів, а щоб не було простоїв машини – до опалення приміщень (котлоагрегатів, камінів, домашніх печей).

При аналізі та використанні конструктивно-технологічних схем підготовки палива особливо в ринкових умовах стає питання гнучкості (адаптивності). Зараз навіть появився новий термін “адаптроніка”, який визначає новий підхід до проектування технічних об’єктів, який заключається в наданні їм високої здатності адаптації до змін факторів навколишнього середовища.

Основна задача машини – це підготовки палива для газифікованих двигунів. На основі вищезгаданого необхідно заложити в конструктивно-технологічну схему машини наступні операції:

- поперечну різку деревини на ділові сортименти;
- поперечну різку деревини та хмизу на куски;
- продольну різку деревини при підготовці її для будівництва;
- стругання та різка будівельних конструкцій;
- розколювання деревини на чураки;
- пресування тирси (рослинної біомаси).

В якості основного принципу оптимального проектування машин мехатронного класу, обов’язково повинна виступати синергетична інтеграція між традиційними структурними елементами на основі адаптації до змін факторів навколишнього середовища.

Використання гнучких технологічних систем дають такі переваги:

- полегшує і здешевлює перехід на отримання нового „продукту”;
- забезпечує запити заказчика та споживача;
- інтенсифікує технологічний процес;
- знижує металоємкість.

Гнучкі системи мають перевагу перед жорсткими системами в тому випадку, коли необхідно перестроюватися на виконання інших технологічних процесів, що особливо важливо при виконанні швидкоплинних робіт.

На рис.4 на основі розробок представлено машину для підготовки палива для газифікованої мобільної техніки. Вона складається із рами 1, двигуна 2. На рамі 1 можуть кріпитися технологічні модулі:

- А – для поперечного різання деревини;
- Б – для розколювання чураків на дрова;
- В – для збору і пресування(ущільнення)біомаси;
- Г – для продольного різання та стругання деревини;

Д – для подачі оливи під тиском;

Е – для подачі оливи під тиском та крутячого моменту.

Є – для подрібнення біомаси.

На валу двигуна 2 машини в складі модулів А, Б, В, Г, Д, Є, Е з однієї сторони установлена гідро-насосна станція 3, а з другої – клинопасова передача 4 для привода технологічного вала 5 та пильного диска 6. Пильний диск 6 закритий кожухом 7. Бункер 8 слугує для накопичення тирси. Контролює накопичення тирси в бункері датчик 9 він вмикає систему пересування тирси 10, яка складається із гідроциліндра 11, поршня 12, циліндра пересування 13, тирси 14.

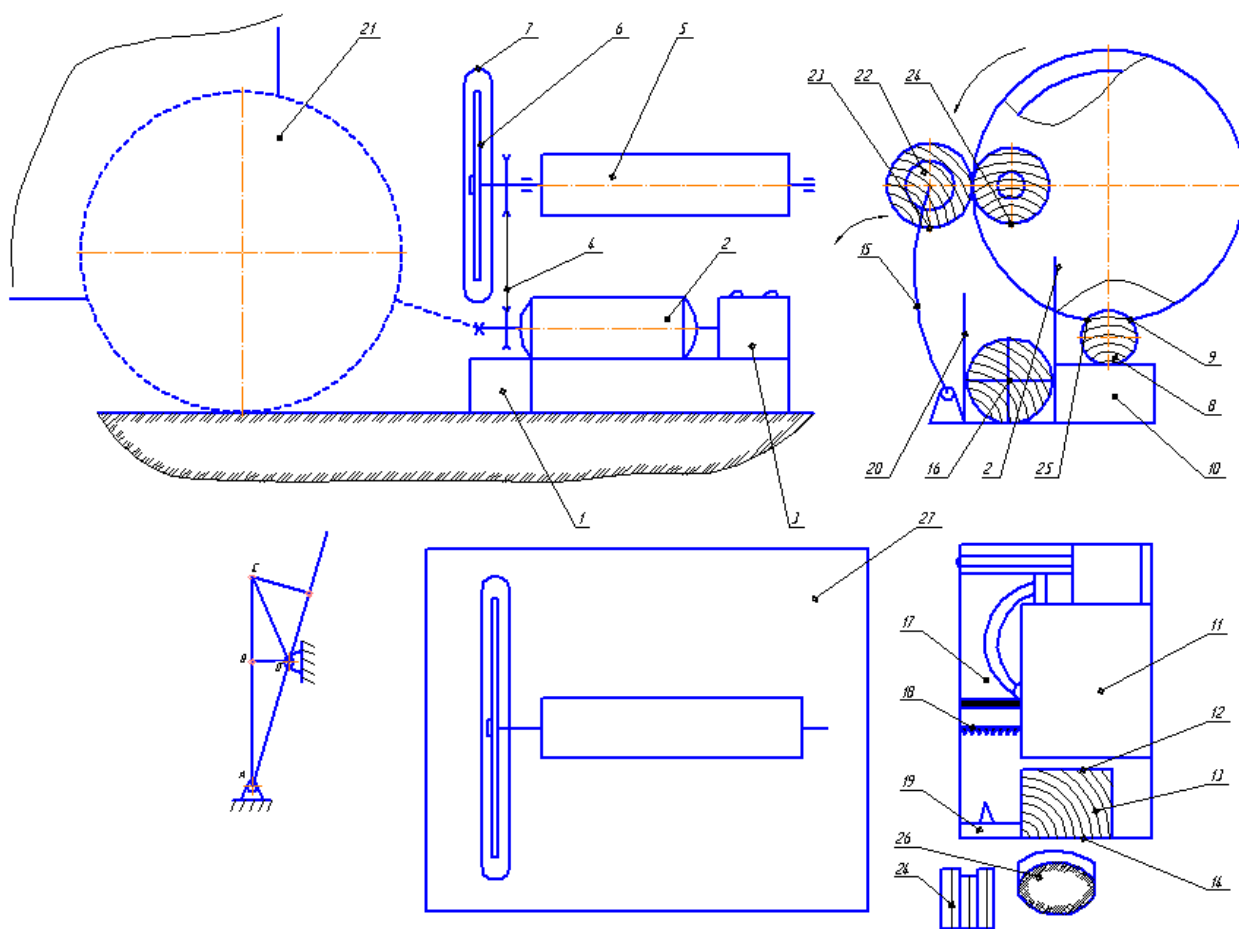


Рис. 4 Машина для підготовки палива для газифікованої мобільної техніки

На рамі 1 пристрою для переробки неліквідної деревини на дрова також установлена система надвигання 15 стовбура неліквідної деревини пильний диск 6 та система розколювання чураків на дрова 16.

Робота пристрою здійснюється наступним чином. Оператор кладе стовбур неліквідної деревини 22 довжиною 1,5-2м на лоток 23 та подає його на пильний диск 6. Відрізається чурак 24, який під силою тяжіння падає по направляючим 20 між повзуном 18 та ножом 19.

При подачі оливи до гідроциліндра 17 повзун 18 тисне на чурак 24 та насуває його на ніж 19 і розколює дрова 24. В процесі пиляння утворюється тирса, яка збирається в бункері 8. При наповненні тирсою 14 бункера 8 датчик 9

дає команду для подачі оливи до гідроциліндра 11 та подачі тирси до циліндра пересування 13. В циліндрі пересування поршень 12 насувається на тирсу 13 та пресує її. В кінці цього процесу відкривається затвор 14 і виштовхується паливна пігулка 26.

В місцях накопичення сировини та її реалізації при незначних витратах є можливість навісити пристрій на трактор 21 і використовувати його двигун та гідросистему.

В даному випадку важливо приєднувати газогенераторну установку змонтовану на причепі до двигуна трактора. Живлення двигуна генераторним газом здійснюється через гнучкий шланг. З впускного трубопроводу газ, в суміші с повітрям потрапляє до циліндрів двигуна. В кінці такту стиску до циліндра впорскується дизельне паливо, що виконує роль іскри запалювання. Його частка має бути на рівні 20-30%. Газогенераторна установка споживає паливо підготовлене цією машиною.

За допомогою пристрою для переробки неліквідної деревини на дрова є можливість розпилювати повздож та простругувати її. Для цього знімається захисний кожух 7 з пристрою та встановлюється технологічний стіл 27. Із захисним пристроєм для пильного диску.

Створений пристрій для переробки неліквідної деревини на дрова досить гнучко перебудовується на виконання нових операцій.

Технологічну систему, так як і окремі мехатроні модулі машини, можна оцінити наступними характеристиками: загальними, технологічними, економічними і системними. До загальних характеристик в першу чергу відносять продуктивність, універсальність і гнучкість.

Висновки. Використання газогенераторної техніки та розроблена конструктивно-технологічно схема підготовки палива забезпечить енергетичну автономність вахтових селищ.

Список використаних джерел

1. Наянзин Н. Г. Системное проектирование гибких производственных систем. – М.: НИИМаш, 1984.
2. Цвиркун А.В. Структура сложных систем. – М.: Радио, 1995.
3. Ginterova A. Nitrogen fixation by hinger fungi // *Biologia (Bratislava)* 1993. - 28. No. 2 – P. 199 – 202.
4. Директива 2009/28/ЕС Європейського Парламенту та Ради Європи від 23 квітня 2009 року «Щодо сприяння використання енергії відновлюваних джерел та внесення змін (анулювання) деяких вимог Директив 2001/77/ЕС та 2003/30/ЕС»
5. Серій Кандил. Вимоги сталості до біопалива в ЄС: наслідки для виробників сировини в Україні. – К., 2010 (Серія консультативних робіт [AgPP №29]).
6. Станев А., Куценко Е., Внедрение положений Директивы ЕС в национальное законодательство. опыт Германии: Доповідь/Питання сталого розвитку в секторі біомаси в Україні: міжнародний семінар, 25-26 травня 2010 р. (Київ).

7. Штрубенхофф Х., Кандул С., Новые требования к сырью для биотопливной промышленности в ЕС: что нужно знать украинским аграриям: Доповідь// Стан та перспективи впровадження біопалива в Україні: науково-практична конференція. – 16 червня 2010 р. (Київ).
8. Самилін О.О., Цивенкова Н.М., Голубенко А.А. Сучасні енергоефективні технології використання відходів біомаси в сільському, лісовому та комунальному господарствах. – Вісник ЖНАЕУ №1.2009 – с.269-278.

Аннотация

ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ ВАХТОВЫХ ПОСЕЛКОВ

Дьяконов В., Дьяконов О., Курченко Я, Фесенко Г.

Обоснованы и поданы результаты работы по созданию конструктивно-технологической схемы подготовки топлива для газифицированных двигателей путем разработки и внедрения в производство эффективных адаптивных способов.

Abstract

APPLICATION FOR ENERGY GAS GENERATORS CAMPS

V. Dyakonov, O. Dyakonov, I. Kurchenko, G. Fesenko

Justified and submitted the results of work on the creation of constructive-technological environment for the preparation of gasified fuel engines through the development and introduction of effective flexible ways.

УДК 537.874.7

НОВЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ О ФУНКЦИОНИРОВАНИИ КЛЕТОК В ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОЛЯХ И ЭЛЕКТРОМАГНИТНАЯ ТЕРАПИЯ

Черепнев И.А. к.т.н., доц., Дьяконов В.И. к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

В статье приведены новые электрофизические модели клетки, которые позволяют оптимизировать параметры последовательности импульсов и осуществить моделирование обратной связи для управления генератором последовательности импульсов по текущему измерению отклика облучаемого биологического объекта.

Введение. Прогресс науки, развитие новых и развитие традиционных производственных технологий создали ряд серьезных угроз человечеству и

среде его обитания. Одним из самых важнейших для обеспечения жизнедеятельности человека и одновременно, наиболее уязвимых с точки зрения внешних факторов, является агропромышленный комплекс (АПК) и его важнейшая составляющая – животноводство. Заболевания сельскохозяйственных животных оказывают прямое и косвенное влияние на состояние продовольственной безопасности государства

Актуальность развития электромагнитной терапии животных непрерывно возрастает в связи с ростом заболеваемости среди сельскохозяйственных животных и недостатками обычной лекарственной терапии распространенных заболеваний, например, воспалительных, таких как пневмония. В настоящее время накоплен огромный опыт применения электромагнитных излучений разного типа для терапии и существуют развитые технологии разработки радиофизических устройств, необходимых для реализации терапевтических действий.

Существенно хуже обстоит дело с теоретическим обоснованием механизмов действия электромагнитного излучения на живые организмы, а без глубокого понимания механизмов терапевтических действий невозможно удовлетворить потребности АПК в быстром развитии электромагнитных технологий в животноводстве и создании современной технической базы таких технологий.

Изложению достижений в создании современного теоретического фундамента развития электромагнитных технологий терапии животных и посвящен этот доклад.

Как известно, основой жизни является клетка и ее функциональные возможности, поэтому, ясно, что для успешного развития электромагнитной терапии необходимо проанализировать, прежде всего, механизмы и модели клеточных процессов в электромагнитном поле, а также на основе этих моделей понять возможности управления физиологическими процессами в клетке и ее мембране. Возможность осуществления управления клеточными процессами является важнейшей стороной терапии, так как по своему определению именно процессы управления требуют для своего осуществления минимальной энергии внешних источников и могут рассматриваться по-настоящему экологически чистыми и низкоэнергетическими электромагнитными технологиями.

Все жизненно важные процессы в клетке и, в целом, животного определяются, прежде всего, термодинамическими соотношениями и законами переноса вещества (ионов) через мембраны клеток. Давно понятно, что живой организм есть открытая система и для его описания должна использоваться теория открытых систем. Однако для построения всех физических моделей клеток до сих пор используют распределения Гиббса и Максвелла, которые связаны с реализацией равновесных процессов, а неравновесные процессы могут быть описаны ими только в случае слабой неравновесности и локального равновесия. Надо отметить, что именно отклонение от локального равновесия и определяет особые свойства живого.

2. Основные соотношения неравновесной термодинамики клеток.

В рамках термодинамического подхода покажем, что при учете конечности числа состояний системы и термостата распределение Гиббса модифицируется (см. [1]).

В рамках термодинамического подхода во втором разделе показано, что при учете конечности числа состояний системы и термостата распределение Гиббса модифицируется.

Действительно, пусть система клетки Σ_1 и термостат Σ_2 содержат, соответственно, N_1 и N_2 степеней свободы (частиц), и описываются каноническими переменными x_1 и x_2 . Будем предполагать, что

$$N_2 \gg N_1. \quad (1)$$

Предположим, что набор канонических переменных термостата x_2 состоит из совокупности координат q_2 и совокупности всех импульсов термостата p_2 и представим энергию термостата в виде суммы кинетической и потенциальной энергий

$$H(x_2) = K_2(p_2) + U_2(q_2).$$

Общую систему (систему клетки Σ_1 и термостат) мы можем считать изолированной, и поэтому для нее справедливо микроканоническое распределение

$$w(x_1, x_2) = \frac{1}{\Omega(E)} \delta(E - H(x_1, x_2)), \quad (2)$$

где гамильтониан общей системы складывается из гамильтонианов обеих подсистем и энергии взаимодействия $U_{12}(x_1, x_2)$:

$$H(x_1, x_2) = H_1(x_1) + H_2(x_2) + U_{12}(x_1, x_2) \quad (3)$$

Очевидно, что интересующая нас фазовая плотность вероятности изучаемой системы по теореме сложения вероятностей есть

$$w(x_1) = \int_{(x_2)} w(x_1, x_2) dx_2. \quad (4)$$

Предположим, что существует предел $\frac{E}{N_1 + N_2} = \frac{3}{2}T$ (T - термодинамическая температура) и выполняются неравенства $U_{12} \ll H_1, H_2$ и $H_1(x_1) \ll E$.

Тогда после прямого вычисления интеграла (4):

$$w(x_1) \approx \frac{1}{\Omega(E)} \int_{(x_2)} \delta(E - H_1(x_1) - K_2(p_2) - U_2(q_2)) dq_2 dp_2. \quad (5)$$

и интегрирования по импульсным переменным dp_2 термостата функцию $w(x_1)$ можно записать в виде:

$$w(x_1) = \frac{1}{\Omega(E)} \int_{(q_2)} \Omega_k(E - H_1(x_1) - U_2(q_2)) dq_2, \\ \Omega_k(E) = \frac{1}{\Omega(E)} \int_{(p_2)} \delta(E - K_2(p_2)) dp_2. \quad (6)$$

Величина $\Omega_k(E)$ является производной от объема $\Gamma_k(E)$, заключенного в гиперповерхность заданной кинетической энергии, т.е.:

$$\Omega_k(E) = \frac{d\Gamma_k(E)}{dE}, \quad \Gamma_k(E) = \int_{(K_2(p_2) \leq E)} dp_2. \quad (7)$$

Вычислив многомерные интегралы в (7), получим соотношения $\Omega_k(E) = bE^{\frac{3N_2-1}{2}}$ и $b = \frac{3N_2}{2}a$, с помощью которых выражение (6) преобразуется к виду:

$$w(x_1) = \frac{b}{\Omega(E)} \int_{(q_2)} (E - H_1(x_1) - U_2(q_2))^{\frac{3N_2-1}{2}} dq_2. \quad (8)$$

Если ввести обозначения $\frac{1}{1-q} = \frac{3N_2}{2} - 1$, $E = \frac{1}{1-q}T$, $B(E, q) = \frac{bE^{\frac{1}{1-q}}}{\Omega(E)}$,

то функцию распределения можно представить в виде:

$$w(x_1) = D(T, q) \exp_q \left(-\frac{H_1(x_1)}{T} \right), \\ D(T, q) = B(T, q) \int_{(q_2)} \left(1 - (q-1) \frac{U_2(q_2)}{T - (q-1)H_1(x_1)} \right)^{\frac{1}{q-1}} dq_2. \quad (9)$$

В этой форме использовано q -обобщение экспоненциальной функции $\exp_q(x)$, имеющее обратную к ней функцию $\ln_q(x)$:

$$\exp_q(x) = (1 + (1-q)x)^{\frac{1}{1-q}}, \quad \ln_q(x) = \frac{x^{1-q} - 1}{1-q}. \quad (10)$$

которые переходят, соответственно, в обычную экспоненту и обычный логарифм при стремлении их параметра q к единице.

Таким образом, квазистационарное распределение системы частиц клетки, возникающее при взаимодействии с термостатом, имеющим конечное число частиц, оказывается квазистепенным и соответствует неэкстенсивным состояниям с большими корреляциями. Такое же распределение возникает и при сильной неравновесности клетки, когда благодаря внешним электромагнитным полям возникают потоки в фазовом пространстве клетки.

В основе колебаний мембранного потенциала, возникающих при возбуждении клеток лежат изменения ионной проницаемости мембраны, а транспорт веществ через биологические мембраны – необходимое условие нормального функционирования организма в целом.

Нарушение транспорта веществ через биомембраны приводит к различным патологиям. С точки зрения термодинамики активный перенос удерживает организм в неравновесном состоянии и, тем самым, поддерживает его нормальное функционирование.

Для адекватного описания работы мембран необходимо проводить последовательный учет неравновесности и открытости системы на основе соотношений (9) и (10), с которыми неразрывно связано модифицированное выражение для энтропии клетки с числовым параметром q [2]:

$$S_q = -\sum_i p_i^q \ln_q(p_i) = \frac{1 - \sum_i p_i^q}{q-1}. \quad (11)$$

Если $q \rightarrow 1$, то q -энтропия переходит в стандартную энтропию Больцмана. Такое выражение для энтропии согласуется с решением кинетических уравнений для распределения вероятностей p_i , описывающих клетку с потоками ионов через мембраны под воздействием электромагнитных полей [3-4].

Степенные асимптотики этих решений позволяют связать выражение для параметра неэкстенсивности в зависимости от потока энергии P (или частиц) в фазовом пространстве

$$q = \sqrt{1 + \alpha_p k_\omega \frac{|P|}{P_T}}. \quad (12)$$

Здесь: $\alpha_p \approx 1$ безразмерный коэффициент, $k_\omega = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max} + \omega_{\min}}$ – коэффициент широкополосности действующего излучения, P_T – поток диссипации из системы, $P \approx |E^2| c_g$, c_g – групповая скорость.

Соотношение (12) показывает, что эффективность низкоэнергетического воздействия растет с ростом широкополосности воздействия. Под внешним широкополосным электромагнитным воздействием, которое приводит к масштабной инвариантности макроскопических величин вместо распределения Гиббса необходимо использовать статистические распределения со степенной асимптотикой (9).

Воспользовавшись соотношениями (11) и (9) мы получаем модифицированное соотношение Нернста для электрохимического потенциала:

$$\varphi_{МП}(q) = \frac{RT}{F} \ln_q \frac{[K^+]_{out}}{[K^+]_{in}} = \frac{RT}{F} \ln_q \frac{[Cl^-]_{in}}{[Cl^-]_{out}}. \quad (13)$$

При этом параметр неэкстенсивности будет зависеть от параметров внешнего электромагнитного поля в соответствии с соотношением (12). На рис. 1 изображена поверхность, отражающая зависимость отношения потенциала на мембране под воздействием полей к потенциалу без воздействия от величины отношения концентраций $z = \frac{[Cl^-]_{in}}{[Cl^-]_{out}}$ и термодинамического параметра q .

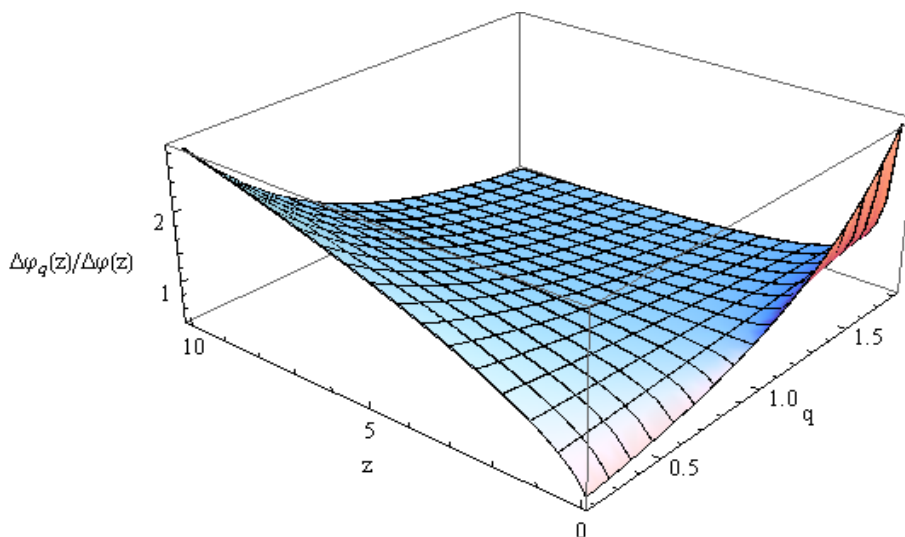


Рис. 1. Зависимость отношения потенциала на мембране под воздействием полей к потенциалу без воздействия

Видна существенная зависимость потенциала от внешнего электромагнитного воздействия на клетку. Выбором биотропных параметров можно управлять мембранным потенциалом, т.е. обеспечивать основу терапии животного.

3. Законы переноса ионов через мембраны.

Важным моментом для терапии является не только величина потенциала, а и направление транспорта ионов через клеточную мембрану. Перенос вещества определяется законом сохранения его потока в дифференциальной форме для плотности $\rho(\vec{r}, t)$, который в простейшем случае одномерной эволюции вдоль радиуса имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(r, t) + \frac{\partial j_r}{\partial r} = 0, \quad (14)$$

где j_r – поток вещества вдоль координаты r .

Обычно предполагается справедливым закон Фика, который линейно связывает поток с градиентом плотности $j_r = -\kappa \frac{\partial \rho(r,t)}{\partial r}$, что вместе с (14) приводит к параболическому уравнению диффузии и, следовательно, к бесконечной скорости распространения вещества (точнее, – к отсутствию фронта при распространении волны плотности по веществу). Еще Максвелл обратил внимание на то, что при сильно нестационарных процессах необходимо учитывать релаксацию потока вещества (или энергии) между столкновениями и записал более общее соотношение для потока, учитывающее его изменение с характерным временем τ_j :

$$\tau_j \frac{\partial j_r}{\partial t} + j_r = -\kappa \frac{\partial \rho}{\partial r}. \quad (15)$$

В уравнении, которое написал Максвелл, характерное время релаксации потока τ_j было константой и имело порядок времени между столкновениями молекул.

Это соотношение вместе с законом сохранения вещества (14) приводит уже к гиперболическому уравнению для плотности (так называемому гиперболическому уравнению диффузии) и, следовательно, – к появлению конечной скорости распространения энергии и фронтов у волны плотности, распространяющейся по веществу.

В клетке величина τ_j , прежде всего, зависит от таких электрофизических ее параметров, как индуктивность $L_D(t)$, сопротивление $R_D(t)$, емкость $C_D(t)$ и их зависимости от времени $\tau_j = \tau_j(L_D(t), R_D(t), C_D(t))$. Зависимость электрофизических параметров клетки от времени определяется динамикой процессов взаимодействия клетки с внешним электромагнитным полем. С учетом этих зависимостей уравнение для потока вещества через мембрану клетки можно записать в виде, удобном для оценок:

$$j_r = -\kappa \frac{\partial \rho}{\partial r} - \tau_j(L_D(t), R_D(t), C_D(t)) \frac{\partial j_r}{\partial t}. \quad (16)$$

Соотношение направления потока и градиента плотности определяется основным неравенством термодинамики необратимых процессов Пригожина [3] и для производства энтропии σ_s имеет вид:

$$\sigma_s = j_r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{\rho(r,t)} \right) \geq 0, \quad (17)$$

Из неравенства (17) в условиях малости второго слагаемого в правой части уравнения (16) следует, что направление потока энергии и градиента плотности противоположны. Учет релаксации потока делает допустимым

существование потока в сторону увеличения плотности.

Действительно, для случая больших скоростей нарастания потока (когда в выражении (16) можно оставить лишь второе слагаемое в правой части) термодинамическое неравенство (17) можно записать в виде:

$$\sigma_s = \frac{1}{\rho^2} \tau_j (L_D(t), R_D(t), C_D(t)) \frac{\partial j_r}{\partial t} \frac{\rho}{\partial r} \geq 0, \quad (18)$$

откуда и следует совпадение направления градиента плотности и потока как условие, определяющее направление эволюции процесса.

Из этих неравновесных термодинамических соотношений следует, что процессы с самосогласованным обострением мощности внешних электромагнитных полей в клетках (обострением, самоорганизующимся в результате развития электродинамических процессов) приводят к тому, что термодинамически выгодной становится взрывное движение вещества против градиента плотности, т.е. в сторону противоположную направлению потока при пассивном транспорте.

Полученные соотношения позволяют управлять типом колебания мембранного потенциала в зависимости от биотропных параметров, приложенного к мембране потенциала.

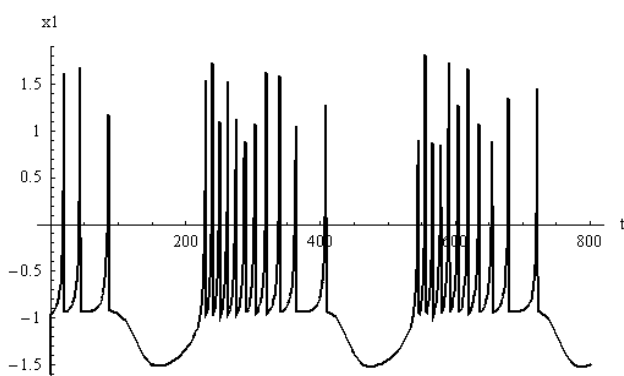


Рис. 2 – Реализация потенциала клетки при средних значениях электрофизических параметров клетки

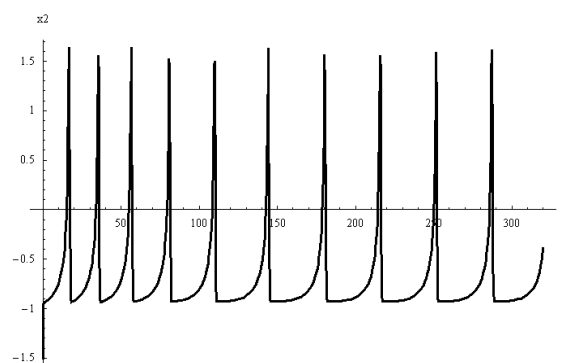


Рис.3 – Регулярные колебания потенциала мембраны клетки при воздействии на нее изменяющейся разности потенциалов

4. Радиофизические модели клетки в электромагнитных полях.

Стандартная эквивалентная схема клетки (см. рис. 4а) не содержит возможность многочастотных колебаний потенциала клетки, которые наблюдаются экспериментально.

Внешняя мембрана клетки состоит из двойного липидного слоя с емкостью порядка 10^{-6} Ф/см² и сопротивлением превышающим сопротивление цитоплазмы.

Для цитоплазмы величина диэлектрической проницаемости порядка диэлектрической проницаемости воды ($\epsilon \approx 81$), при сопротивлении порядка 100 $\Omega \cdot \text{см}$, время релаксации диэлектрической проницаемости порядка 0,7 нс. Мембрана клетки моделируется емкостью, а цитоплазма сопротивлением,

проводимость мембраны моделируется, зависящим от напряжения резистором.

Указанный выше характер импедансов для различных компонентов тока и потенциалов в клетке являются справедливыми лишь при определенных характерных временах изменения токов (их частот).

В общем случае каждый из указанных элементов цепи имеет целый набор «паразитных» составляющих импеданса, приводящих к резонансному характеру зависимости импеданса элементов цепи от частоты (см. Рис. 5.).

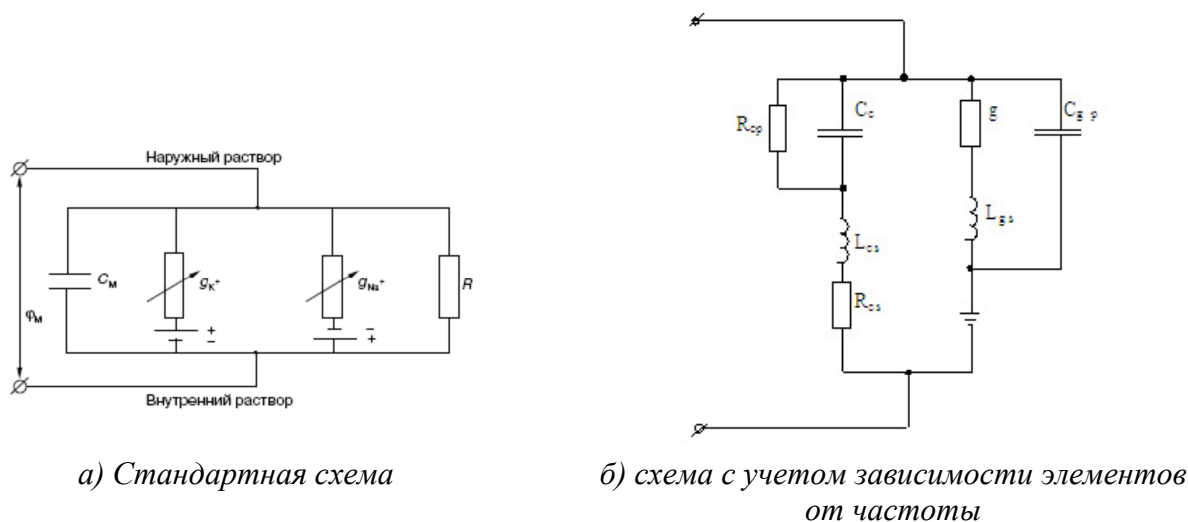


Рис. 4. Эквивалентные схемы клетки

Частота тока, проходящего по цепи, может непрерывно меняться со временем из-за нелинейных эффектов либо из-за действия внешнего сигнала.

Предложим эквивалентную схему клетки при действии импульсного широкополосного сигнала (см. рис. 4б), которая учитывает реальное изменение параметров элементов схемы в разных частотных областях. Рассмотрев гармонические решения с заданными частотами уравнения Кирхгофа для этой эквивалентной схемы можно получить, что вместо одной частоты появляются целые серии собственных частот у клетки:

$$\omega = n\omega_1 + k\omega_2 + m\omega_3, \quad \omega_1 \approx \frac{1}{\sqrt{L_{cs}C_c}}, \quad \omega_2 \approx \frac{1}{\sqrt{L_{eff}C_{eff}}}, \quad \omega_3 \approx \frac{1}{\sqrt{L_{gs}C_{gp}}}, \quad (19)$$

Для того чтобы импульсный широкополосный сигнал обязательно нашел одну из собственных частот клетки, длительность внешнего импульса воздействия на клетку должна удовлетворять следующему соотношению:

$$\omega_1 < \frac{2\pi}{\tau_p} < \omega_3. \quad (20)$$

Спектр колебаний для эквивалентной схемы (рис. 4б) показан на рис. 6. Спектр колебаний обладает резонансными частотами, которые лежат как в области и 1.2-3 ГГц так и в области 40-60 ГГц и хорошо согласуется с экспериментом. Если последовательность используемых радиоимпульсов имеет спектр, покрывающий диапазон резонансных частот клеток, то воздействие на

клеточные структуры растений и животных, естественно, имеет высокую эффективность.

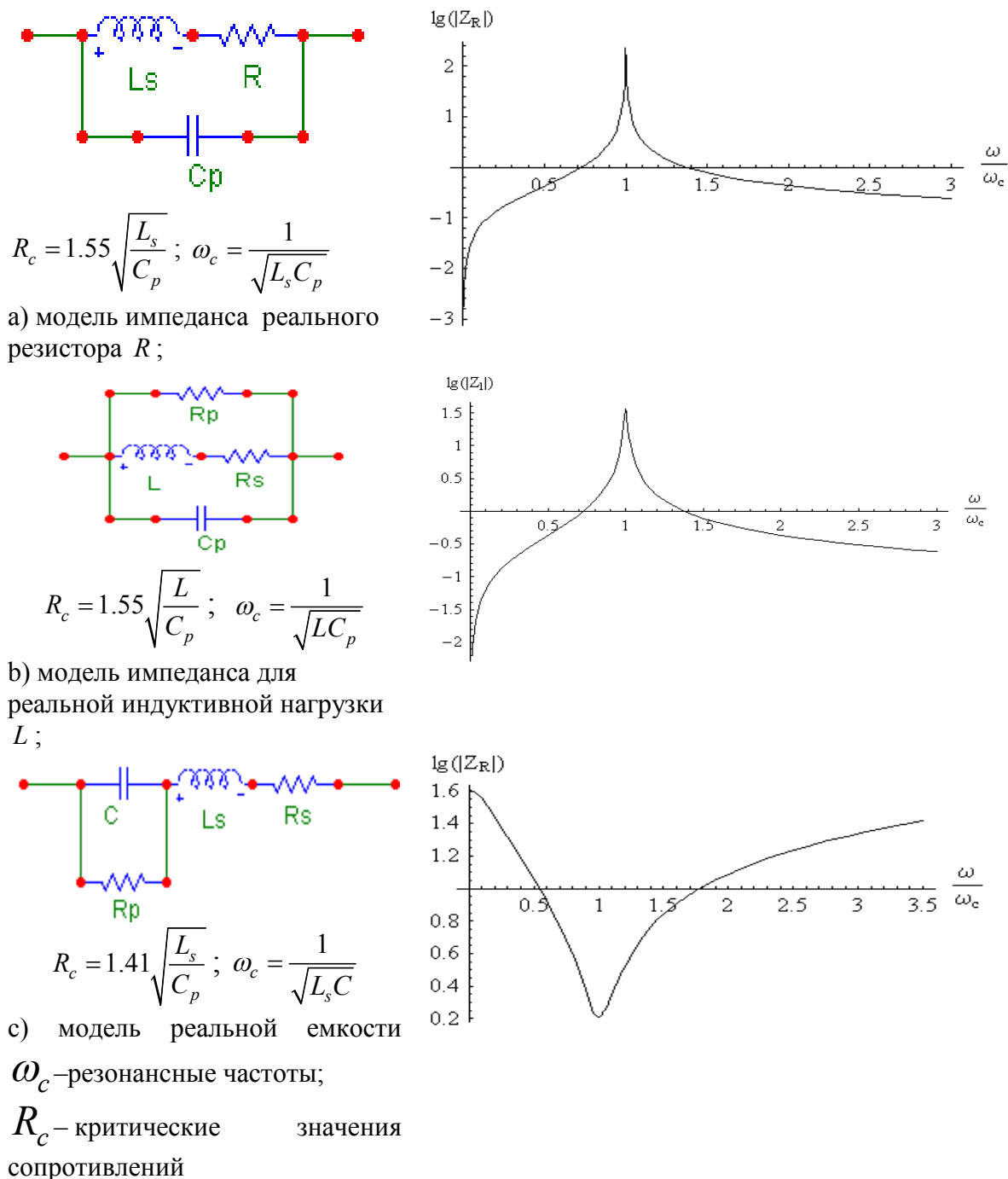


Рис. 5 – Зависимость импеданса элементов цепи от частоты

Если длительность импульса τ_p много больше указанного значения, то для клетки такой импульс влияет так же, как квазипостоянное электрическое поле и могут эффективно перенормировать параметры клетки на время своего действия.

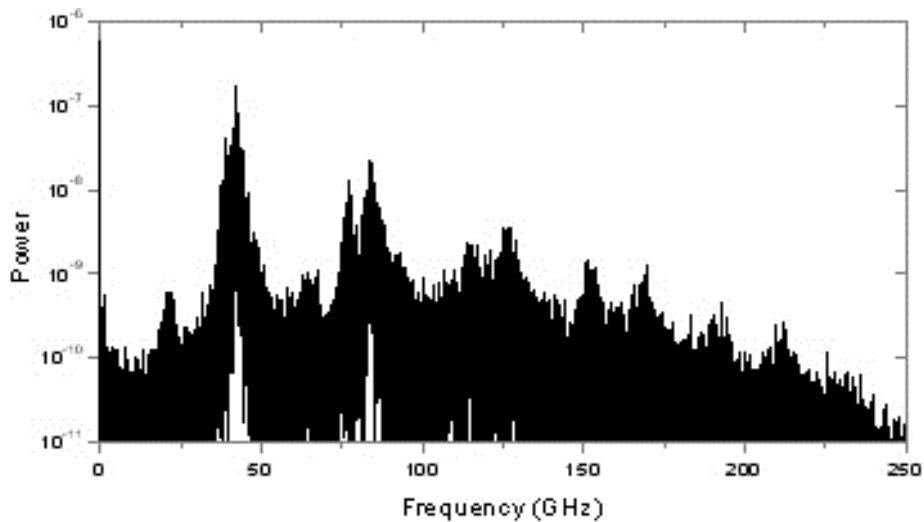


Рис. 6 – Спектр колебаний потенциала в эквивалентной схеме на рис. 4б

Если импульсы имеют короткую длительность (по сравнению с временами внутренней релаксации схемы), то последовательность таких импульсов явно перекрывает диапазон резонансных частот и может перевести клетку из одного стационарного состояния в другое.

5. Выводы:

1. Построенные на основе неравновесной термодинамики модели функционирования клеток позволяют в широких пределах изменять потенциал клетки с помощью выбора параметров последовательности импульсов (в частности, ширины полосы электромагнитного поля), действующей на клетку.

2. Электрофизические модели, соответствующие как широкополосности воздействия, так и резонансным частотам клеток, позволяют разработать процесс оптимизации параметров импульсов и осуществить моделирование обратной связи для управления генератором последовательности по текущему измерению отклика облучаемого биологического объекта.

3. В качестве отклика могут служить как инфракрасное излучение, так и потенциалы в биологически активных точках.

Список использованных источников

1. V.E. Novikov, S.V. Adamenko, N.N. Bogolubov, Self-organization and nonequilibrium structures in the phase space, International Journal of Modern Physics B, Vol. 22, No. 13 (2008) 2025-2045, World Scientific Publishing Company;
2. C Tsallis, J. Stat. Phys. 52, 479 (1988);
3. Гленсдорф П., Пригожин И., Термодинамическая структуры, устойчивости и флуктуаций.-М.: Мир, 1973, 478 с.;
4. И.А. Черепнев, В.Е. Новиков Неравновесная термодинамика состояния биологических мембран. Системы управління, навігації та зв'язку Міністерство промислової політики України ДП «ЦНДІ» навігації і управління. – Вип. 4(16). – 2010. С. 197- 206.

Анотація

НОВІ ТЕОРЕТИЧНІ УЯВЛЕННЯ ПРО ФУНКЦІОНУВАННЯ КЛІТИН В ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ПОЛЯХ І ЕЛЕКТРОМАГНІТНА ТЕРАПІЯ

Черепнев И., Д'яконов В.

У статті наведено нові електрофізичні моделі клітини, які дозволяють оптимізувати параметри послідовності імпульсів і здійснити моделювання зворотного зв'язку для управління генератором послідовності імпульсів по онлайн вимірюванню відгуку опромінюється біологічного об'єкта.

Abstract

NEW THEORETICAL IDEAS ABOUT THE FUNCTIONING OF THE CELLS IN THE ELECTROMAGNETIC FIELDS AND ELECTROMAGNETIC THERAPY

I. Cherepnev , V. D'yakonov

The article presents new electrical cell model that optimize the pulse sequence parameters and implement simulation control feedback pulse sequence generator for online measurement of the biological response of the irradiated object.

УДК 331.452

ВИКОРИСТАННЯ ВИПАДКОВИХ МАРКОВСЬКИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ ОЦІНКИ РИЗИКУ ВИНИКНЕННЯ НЕБАЖАНИХ ПОДІЙ НА ВИРОБНИЦТВІ

Ткаченко І.О., ас. каф.

Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова

У статті розглядаються основні принципи оцінки ризику виникнення небажаних подій на виробництві, використовуючи теорію випадкових марковських процесів з дискретним числом станів та безперервним часом при збіганні в просторі та часі помилок двох незалежних осіб на прикладі оцінки ризику травмування електрослюсаря при проведенні ремонтних робіт. Ризик, виробничий травматизм, небажана подія, імовірність, марковські процеси,

Визначення ризику виникнення небажаних подій на виробництві дуже складна для практичного рішення проблема. Тому що при аналізі даних щодо аварійних ситуацій та випадків травмування працівників на виробництві не враховується випадкова природа виникнення подій, складність їх прогнозування в умовах невизначеності та присутності фактора раптовості. Відсутність об'єктивної інформації щодо помилок людини, які призводять до

аварії; оцінки існуючих засобів та заходів, що здатні запобігати аварійним ситуаціям, не дозволяють з прийнятною для практичних розрахунків точністю прогнозувати виникнення небажаних подій.

Існуючі в Україні нормативно - правові документи [1-3], що відповідають вимогам Міжнародної організації праці, є основою у вирішенні даної проблеми.

Концепція Загальнодержавної програми поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища на 2012 – 2016р.р., яка затверджена розпорядженням Кабінету Міністрів України від 31.08.2011 р. №889-г передбачає сприяння комплексного розв'язання проблем у сфері охорони праці, формуванню сучасного безпечного та здорового виробничого середовища, мінімізації виробничих ризиків.

Важливість розвитку національних програм, які ґрунтуються на принципах оцінки професійних ризиків і системного управління ризиками, підкреслюється Конвенцією про основи, що сприяють безпеки та гігієни праці № 187 та Рекомендаціями №197, прийнятими Міжнародною організацією праці у 2006 році.

Огляд існуючих проблем приведений у багатьох роботах. Так пропозиції щодо підвищення рівня безпеки у електротехнічних комплексах України виконано в [4]. Описані критерії оцінки ступеня ризику для людини при певному виді діяльності [5-6]. В [7] викладається короткий курс теорії випадкових процесів, основні розділи сучасного стохастичного аналізу. Розглянуто основні поняття теорії надійності, показники надійності та аналітичні залежності між ними, питання надійності програмного та апаратного забезпечення, поняття теорії відновлення, надійність відновлюваних і невідновлюваних технічних пристроїв, структурні схеми надійності, питання оцінки надійності апаратно-програмних комплексів з урахуванням характеристик програмного та інформаційного забезпечення, практичні методи статистичної оцінки надійності [8], описані основи математичних обчислень [9].

Ризик виникнення небажаних подій на виробництві, в тому числі випадків виробничого травматизму, зокрема із смертельними наслідками, можна визначити частотою появи даної події в одиницю часу при заданих умовах і певному виді діяльності людини, або ймовірністю появи її протягом визначеного відрізка часу. Але при цьому не враховуються вплив різноманітних факторів, таких як збіг в просторі та часі помилок двох незалежних осіб.

Тому при прогнозуванні та визначенні ризику виникнення випадків виробничого травматизму доцільно використовувати теорію однорідних марковських процесів з дискретним числом станів і безперервним часом, яка дозволяє встановити залежність ймовірності виникнення випадків виробничого травматизму протягом часу від частоти та тривалості появи працівника в "небезпечній" зоні, частоти появи і тривалості існування загрози для життя працівника, що випадково опинився в "небезпечній" зоні.

Марковські випадкові процеси - процеси без імовірнісних наслідків, статистичні властивості яких в наступні моменти часу залежать тільки від значень процесів в даний момент і не залежать від їх передісторії. Іншими словами можна сказати, що випадковий процес, що протікає в системі,

називається марковським, якщо для будь-якого моменту часу імовірнісні характеристики процесу в майбутньому залежать тільки від його стану в даний момент і не залежать від того, коли і як система прийшла в цей стан.

При аналізі даних щодо виробничого травматизму у різних галузях промисловості України було визначено, що одне з перших місць займають електротравми, які в багатьох випадках призводять до втрати працездатності на тривалий термін або до смерті працівника.

У статті наведений приклад визначення імовірності ураження струмом електрослюсаря протягом року при виконанні ним своїх посадових обов'язків з використанням теорії однорідних марковських процесів.

Причини ураження людини електричним струмом різноманітні. В електроустановках напругою до 1000 В до них відносяться: випадковий дотик до струмоведучих частин, що знаходяться під напругою; попадання під напругу через помилкове вмикання; дотик до не струмоведучих частин електрообладнання, що виявилися під напругою внаслідок ушкодження ізоляції; попадання під крокову напругу та напругу дотику.

Збіг у просторі та часі помилок двох різних людей призводить до електротравми працівника. Наприклад, один працівник – порушив вимоги безпечного виконання робіт, другий – подав напругу на обладнання, що ремонтується тощо.

Імовірність виникнення випадку травмування електрослюсаря в продовж часу можна визначити за допомогою формул:

$$F_1(t) = 1 - e^{-H_1 t}, \quad (1)$$

$$H_1 = 1/\tau_1 \quad (2)$$

де: τ – середній час до настання випадку травмування, год;
 H – частота загибелі працівника при певному виді діяльності.

Дисперсію часу до настання випадку травмування працівника, якщо в початковий момент часу система знаходилась у безпечному стані, визначимо із системи алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \lambda_1 + \lambda_2 & -\lambda_1 & -\lambda_2 \\ -\mu_1 & \mu_1 + \lambda_2 & 0 \\ -\mu_2 & 0 & \lambda_1 + \mu_2 \end{bmatrix}^{-1} - \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \tau_1^2 \\ \tau_2^2 \\ \tau_3^2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

де: $\lambda_1 = 1/\bar{d}_1$; \bar{d}_1 – середній інтервал часу між появою працівника в "небезпечній" зоні;
 $\lambda_2 = 1/\bar{d}_2$; \bar{d}_2 – середній інтервал часу між появою несприятливого для працівника фактора;

$\mu_1 = 1/d_1$; d_1 – середня тривалість перебування працівника в "небезпечній" зоні;

$\mu_2 = 1/d_2$; d_2 – середня тривалість існування несприятливого фактора.

Із системи рівнянь знаходимо:

$$D_1 = \left[\frac{2 \cdot (\mu_1 + \lambda_2) \cdot (\lambda_1 + \mu_2)}{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2 + \mu_1 + \mu_2)} - 1 \right] \cdot \tau_1 + \left[\frac{2 \cdot (\lambda_1 + \mu_2)}{\lambda_2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2 + \mu_1 + \mu_2)} - 1 \right] \cdot \tau_2 + \left[\frac{2 \cdot (\mu_1 + \lambda_2)}{\lambda_1 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2 + \mu_1 + \mu_2)} - 1 \right] \cdot \tau_3 - \tau_1^2 \quad (4)$$

В тому випадку, якщо виконується умова:

$$\lambda_i \leq 100 \cdot \mu_i, \quad i=1,2 \quad (5)$$

тоді:

$$D_1 = D_2 = D_3 \cong \frac{\mu_1^2 \cdot \mu_2^2}{\lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 \cdot (\mu_1^2 + 2\mu_1 \cdot \mu_2 + \mu_2^2)} \quad (6)$$

У всіх випадках, якщо при розрахунках отримаємо,

$$\tau_1 \cong \sqrt{D_1}, \quad (7)$$

імовірність виникнення випадку травмування електрослюсаря при проведенні ремонтних робіт впродовж часу t можна оцінити за допомогою формули:

$$F_1(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{1}{\tau_1} \right) \cdot t \right] \quad (8)$$

Проведення аналізу статистичних даних щодо травматизму електрослюсаря на окремому підприємстві, та вивчення плану робіт за рік, дало можливість визначити:

$\bar{d}_1 = 280$ ч – середній інтервал часу між ремонтами обладнання електрослюсарем впродовж року;

$d_1 = 3$ ч – середній час, протягом якого здійснюється ремонт електрообладнання;

$\bar{d}_2 = 3210$ ч – помилкова подача іншою людиною напруги на обладнання, яке знаходиться на ремонті;

$d_2 = 5$ с – середній час знаходження напруги на струмопровідних частинах електрообладнання, яке знаходиться під напругою.

Використовуючи наведений алгоритм, з урахуванням умови $d_2 \gg d_1$, отримуємо:

$$H = \frac{d_1 + d_2}{d_1 \cdot \bar{d}_2} = \frac{3}{3210 \cdot 280} = 3,27 \cdot 10^{-6} \text{ 1/год.}$$

$$F(8760) = 1 - \exp[-3,27 \cdot 10^{-6} \cdot 8760] = 0,029.$$

Отже, ризик загинути протягом року із-за помилкової подачі напруги на обладнання, що ремонтується, складе величину $2,9 \cdot 10^{-2}$.

У разі, якщо електрослюсар перед початком ремонтних робіт повісить попереджувальний плакат "Стій, працюють люди!", тоді середній інтервал часу між випадками помилкової подачі напруги на електрообладнання, яке знаходиться в ремонті, збільшиться згідно "експертних оцінок" у 12 разів, тобто $\bar{d}_2 = 38520$ год., а інтервал часу \bar{d}_1 збільшиться у 5 разів, тобто $\bar{d}_1 = 1430$ год. Тоді ризик загинути для електрослюсара зменшується до величини:

$$H = \frac{3}{38520 \cdot 1430} = 5,45 \cdot 10^{-8}, \quad K = \frac{3,27 \cdot 10^{-6}}{5,45 \cdot 10^{-8}} = 60,$$

Тобто в цьому випадку ризик загибелі зменшиться у 60 разів.

Отже, нещасний випадок з електрослюсарем при виконанні ним своїх посадових обов'язків представлений, як процес поєднання в просторі і часі двох незалежних випадкових марківських процесів з дискретним числом станів і безперервним часом, кожен з яких має два стани: 0 – безпечне і 1 – небезпечне. Випадковий збіг двох розглянутих процесів в стані 1 характеризує виникнення несприятливої події – травмування працівника.

В статті розглянуті системи лінійних алгебраїчних рівнянь, з допомогою яких було визначено – середній час до першої травми τ і дисперсія часу до першої травми D , якщо система в початковий момент часу перебувала в безпечному стані. Це дозволяє прогнозувати протягом певного інтервалу часу ризик виникнення випадків виробничого травматизму, у тому числі зі смертельними наслідками, для працівників різних професій усіх галузей промисловості.

Список використаних джерел

1. Закон України Про об'єкти підвищеної небезпеки : за станом на 20.09.2011р. / Верховна Рада України. – Офіц. вид. – К. : Парлам. вид-во, 2011. – 147с.
2. Методика визначення ризиків та їх прийнятих рівнів для декларування безпеки об'єктів підвищеної небезпеки: за станом на 04.12.2002р./ Міністерство праці та соціальної політики України – К.: Основа, 2003. – 193 с.
3. Про ідентифікацію та декларування безпеки об'єктів підвищеної небезпеки: НПАОП 0.00 – 6.21 – 02 – [Чинний від 2002-07-11] – К.: Основа, 2003. –16с.
4. Ковалев А.П. О проблемах оценки безопасности электротехнических объектов / А.П. Ковалев // Электричество. – 1991. – №8. – С. 50-55.
5. Ткаченко И.А. Об оценке степени риска для человека при определенном виде его деятельности/ И.И.Лехтман, И.А.Ткаченко// Матеріали I

міжнародної Науково-практичної конференції курсантів, студентів, аспірантів та ад'юнктів «Проблеми та перспективи розвитку охорони праці», Львів – 2013. – С.40-41.

6. Ткаченко И.А. О вероятности травмирования человека в течении времени при нарушении правил дорожного движения/И.И.Лехтман, И.А.Ткаченко// Весник ХНАДУ: наук. - тех. збірник, В. 60. – Х., 2013.– С. 77-82.
7. Розанов Ю.А. Введение в теорию случайных процессов. – М.: Наука, 1982. – 128 с.
8. Сандлер Дж. Техника надежности систем. / Дж. Сандлер – М.: Наука, 1966. – 300 с.
9. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВУЗов./ И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев // – М.: Наука, Гл.ред. физ-мат. Лит.,1986 – 554 с.

Аннотация

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СЛУЧАЙНЫХ МАРКОВСКИХ ПРОЦЕССОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ РИСКА ВОЗНИКНОВЕНИЯ НЕЖЕЛАТЕЛЬНЫХ СОБЫТИЙ НА ПРОИЗВОДСТВЕ

Ткаченко И.

В статье рассматриваются основные принципы оценки риска возникновения нежелательных событий на производстве, используя теорию марковских случайных процессов с дискретным числом состояний и непрерывным временем при совпадении в пространстве и времени ошибок двух независимых людей на примере оценки риска травмирования электрослесаря при проведении ремонтных работ.

Abstract

USING RANDOM MARKOV PROCESSES FOR RISK ASSESSMENT UNDESIRABLE EVENTS WORKPLACE

I. Tkachenko

The article discusses the basic principles of risk assessment of adverse events in production, using the theory of Markov random processes with discrete number of States and continuous time when the coincidence in time and space errors of two independent people on example of evaluation the risk of injuries electrical fitter repair.

ОЦІНКА ПОЖЕЖНОГО РИЗИКУ ДЛЯ СПОРУД ВИРОБНИЧОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Д'яконов В.І., к.т.н., доц., Кусов О.В., студ.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Фесенко Г.В., к.т.н., доц., Білим П.А., к.хім.н., доц., Миронович В.В., студ

*Харківський національний університет міського господарства
імені О. М. Бекетова*

Розглянуто етапи оцінки пожежного ризику для споруд виробничого призначення. Визначено порядок ідентифікації пожежних небезпек. Сформульована мета визначення переліку подій, що ініціюють аварійну ситуацію. Визначені найбільш імовірні події, що ініціюють аварійну ситуацію у споруді виробничого призначення, де розташовані пожежонебезпечні технологічні процеси. Надано рекомендації щодо застосування методу логічного дерева подій для оцінки пожежного ризику для споруд виробничого призначення.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день оцінці пожежного ризику на виробничих об'єктах приділяється значна увага. Це пов'язано зі значною кількістю пожеж, викликаних зношенням виробничих фондів та незадовільним станом протипожежного захисту виробничих об'єктів. Розуміючи необхідність розробки нових підходів до оцінки пожежної небезпеки, в Україні розроблено проект Концепції вдосконалення наглядової діяльності у сфері пожежної безпеки на основі ризик-орієнтованого підходу [1], яка розрахована на середньострокову перспективу та є основою для виконання заходів з удосконалення наглядової діяльності у сфері пожежної безпеки на основі оцінювання пожежних ризиків від провадження господарської діяльності суб'єктів господарювання на об'єктах різного функціонального призначення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз існуючих підходів до оцінки пожежного ризику на об'єктах виробництва [2-6] показує, що така оцінка проводиться в цілому для підприємства, розглядаючи споруду виробничого призначення (СВП) як його складову. На підставі існуючих підходів автори спробують надати рекомендації щодо оцінки пожежного ризику безпосередньо для СВП, визначивши, що метою оцінки пожежного ризику СВП є визначення рівня пожежної небезпеки виробництва, що знаходиться у ній.

Постановка задачі та її розв'язання. Кількісною мірою пожежної небезпеки СВП є ризик загибелі людей при пожежах у ній, у тому числі ризик загибелі персоналу та ризик загибелі населення на прилеглий до СВП території.

Пожежний ризик для персоналу приймається безумовно прийнятним,

якщо індивідуальний ризик менше 10^{-6} рік⁻¹, і безумовно неприйнятним, якщо індивідуальний ризик більше 10^{-4} рік⁻¹. Якщо індивідуальний ризик знаходиться в діапазоні від 10^{-6} до 10^{-4} рік⁻¹, то приймається, що пожежний ризик знаходиться в зоні суворого контролю ризику. У цій зоні ризик вважається допустимим лише тоді, коли прийняті заходи, що дозволяють понизити його настільки, наскільки це практично доцільно. При цьому повинні виконуватися наступні вимоги: 1) знаходження в небезпечній зоні з високими значеннями потенційного ризику обмеженого числа людей протягом обмеженого проміжку часу; 2) персонал, що працює у СВП добре навчений і готовий до дій з локалізації і ліквідації пожежонебезпечних ситуацій і пожеж; 3) є відпрацьована система сповіщення про пожежонебезпечні ситуації і пожежу.

Оцінка пожежного ризику для СВП повинна включати наступні взаємозв'язані етапи:

- 1) ідентифікація небезпек, характерних для виробництва, що розташоване в СВП; 2) визначення переліку подій, що ініціюють аварійну ситуацію; 3) аналіз можливих аварійних ситуацій (включаючи встановлення частот їх реалізації); 4) побудова різних сценаріїв виникнення і розвитку аварійних ситуацій і аварій (побудова логічних дерев подій); 5) побудова полів небезпечних чинників, що виникають при різних сценаріях розвитку аварії; 6) оцінка наслідків дії небезпечних чинників на людину.

Основним завданням етапу ідентифікації небезпек є виявлення і опис всіх джерел небезпек і сценаріїв їх реалізації. Ідентифікація небезпек реалізується на основі проведення аналізу основних і допоміжних пожежонебезпечних технологічних процесів, що розташовані у СВП, об'ємно-планувальних рішень СВП, компоновальних рішень і конструктивних особливостей устаткування, визначення кількості людей, що одноразово знаходяться у СВП і поблизу неї. Для оцінки пожежної небезпеки устаткування, установок, їх елементів слід використовувати наступні відомості: 1) дані про наявність і вид горючих речовин і матеріалів, їх кількість, фізико-хімічні властивості і показники пожежної небезпеки; 2) технологічні параметри устаткування (тиск, температура, рівні заповнення, матеріальні потоки) і підвідних/відвідних трубопроводів (діаметри, товщина стінок, відстань до відсікаючої арматури); 3) параметри виконавчих механізмів систем протиаварійного захисту (час закриття і відкриття замочної арматури, надійність спрацьовування, продуктивність насосів або інших пристроїв аварійного спорожнення); 4) геометричні характеристики взаємного розташування устаткування і його елементів, прив'язка одиниці устаткування на місцевості;

Визначення переліку подій, що ініціюють аварійну ситуацію, проводиться з метою виявлення можливих причин і місць виникнення аварійної ситуації. Розглядаються події, реалізація яких може привести до утворення горючого середовища і появи джерела запалення.

При ідентифікації небезпек і визначенні переліку подій, що ініціюють аварію, повинен виконуватися аналіз достатності для кількісної оцінки ризику інформації про пожежну небезпеку СВП.

Ви рішення питання про достатність інформації здійснюється на основі

зіставлення даних, що містяться в проектній документації, і вихідних даних, необхідних для проведення аналізу процесів виникнення аварій і дії їх уражальних чинників на персонал і населення.

Найбільш імовірними подіями, що ініціюють аварійну ситуацію у СВП, де розташовані пожежонебезпечні технологічні процеси, слід приймати наступні: 1) вихід параметрів технологічних процесів за критичні значення, який викликаний порушенням технологічного регламенту (наприклад, переливання палива при зливо-наливних операціях, руйнування устаткування унаслідок перевищення тиску з технологічних причин, поява джерел запалення в місцях утворення горючих газопароповітряних сумішей); 2) розгерметизація технологічного устаткування, яка викликана механічним (впливом підвищеного або зниженого тиску, динамічних навантажень тощо); 3) температурним (впливом підвищених або знижених температур) і агресивним хімічним (впливом кисневої, сірчановодневої, електрохімічної і біохімічної корозії) діями; 4) механічне пошкодження устаткування в результаті помилок персоналу, падіння предметів, неякісного проведення ремонтних і регламентних робіт тощо.

Виявлення аварійних ситуацій здійснюється на підставі вивчення: 1) структури виробництва у СВП, просторового розміщення його елементів; 2) основних операцій, технологічних схем, використовуваного устаткування; 3) переліку речовин і матеріалів, що використовуються у технологічному процесі; 4) переліку основних небезпек, характерних для даного виробництва; 5) переліку подій, що ініціюють аварію; 6) відмов устаткування, що мали місце на практиці раніше; 7) даних по надійності використовуваного устаткування; 8) можливих помилкових дій персоналу; 9) місцевих метеорологічних і географічних характеристик.

Для виявлення аварійних ситуацій рекомендується здійснити поділ технологічного устаткування (технологічних систем об'єкту) на ділянки. Вказаний поділ здійснюється, виходячи з можливості роздільної герметизації цих ділянок при виникненні аварії. Розглядаються аварійні ситуації як на основному, так і допоміжному технологічному устаткуванні. У переліку аварійних ситуацій виділяються групи аварійних ситуацій, яким відповідають однакові моделі виникнення і розвитку аварії. При аналізі аварійних ситуацій, пов'язаних з розгерметизацією технологічного устаткування, слід розглянути витікання при різних діаметрах виділення (у тому числі максимальні – при повному руйнуванні устаткування або підвідних/відвідних трубопроводів).

Після виявлення аварійних ситуацій слід встановити величини частот їх реалізації. Для встановлення частот реалізації аварійних ситуацій можуть використовуватися статистичні дані по аварійності або розрахункові дані по надійності технологічного устаткування.

Інформація для оцінки ризику про частоти аварійних ситуацій (у тому числі тих, що виникли в результаті помилок персоналу), може бути отримана безпосередньо з даних про функціонування досліджуваного об'єкту або з даних про функціонування інших подібних об'єктів.

Для побудови різних сценаріїв виникнення і розвитку аварійних ситуацій

і аварій використовується метод логічних дерев подій (далі – логічних дерев). Аналіз можливих аварійних ситуацій проводиться з метою виявлення вказаних ситуацій і встановлення частот їх реалізації. Логічне дерево призначене для графічного відображення загального характеру розвитку можливих аварійних ситуацій і аварій з відображенням причинно-наслідкового взаємозв'язку подій залежно від специфіки небезпеки об'єкту з врахуванням впливу на них наявних захисних заходів і є основою для оцінки ризику. Сценарій виникнення і розвитку аварійної ситуації і аварії на логічному дереві відбивається у вигляді послідовності подій від початкової до кінцевої події (гілка логічного дерева). При побудові логічного дерева слід використовувати: 1) умовну імовірність реалізації різних гілок логічного дерева і переходу аварії в ту або іншу стадію розвитку; 2) імовірність спрацьовування відповідних засобів запобігання або локалізації аварії (приймається за наявною статистикою або за паспортними даними устаткування); 3) імовірність ураження розташованого в зоні аварії технологічного устаткування і сусідніх з СВП інших споруд промислового підприємства в результаті дії на них небезпечних чинників пожежі.

При побудові полів уражальних чинників, що виникають при різних сценаріях розвитку аварії, слід розглянути наступні небезпечні чинники пожежі: 1) теплове випромінювання при факельному горінні, пожежах виліву і «вогняних» кулях; 2) надлишковий тиск і імпульс хвилі тиску при згорянні газопароповітряної суміші у відкритому просторі; 3) надлишковий тиск і імпульс хвилі тиску при розриві судини в результаті дії на неї вогнища пожежі; 4) надлишковий тиск при згорянні газопароповітряної суміші у виробничому приміщенні; 5) концентрацію токсичних компонентів продуктів горіння в приміщенні; 6) зниження концентрації кисню в повітрі приміщення; 7) задимлення атмосфери приміщення; 8) середнеоб'ємну температуру в приміщенні; 9) осколки, що утворюються при вибуховому руйнуванні елементів технологічного устаткування; 10) продукти згорання при реалізації «пожежі-спалаху».

Для оцінки небезпечних чинників аварій з пожежами слід враховувати фізичні явища, що протікають при таких аваріях. Аналіз проводиться на основі математичного моделювання цих явищ. Слід розглянути наступні процеси, що виникають при аварії або є її наслідками (залежно від типу устаткування і речовин, що обертаються у технологічному процесі): 1) виділення рідини з отвору; 2) виділення газу з отвору; 3) двофазне виділення з отвору; 4) розтікання рідини при руйнуванні устаткування; 5) викид газу при руйнуванні устаткування; 6) формування зон загазованості; 7) згорання газопароповітряної суміші у відкритому просторі; 8) руйнування судини з перегрітою легкозаймистою рідиною, горючою рідиною або зрідженим горючим газом; 9) теплове випромінювання від пожежі протоки або «вогняної» кулі; 10) «пожежу-спалах»; 11) утворення і розлітання осколків при руйнуванні елементів технологічного устаткування; 12) випаровування рідини з місця пролиття; 13) утворення газопароповітряної хмари (гази і пара важчі за повітря); 14) згорання газопароповітряної суміші в технологічному устаткуванні або у СВП; 15) пожежа у СВП; 16) факельне горіння струменя

рідини і газу; 17) теплове випромінювання устаткування, що горить.

Для оцінки наслідків аварій з пожежами слід здійснювати зіставлення величин небезпечних чинників пожежі з критеріями ураження вказаними небезпечними чинниками людей, будівель, споруд і устаткування. Для оцінки пожежного ризику слід використовувати, як правило, імовірнісні критерії ураження людей і довколишніх будівель, споруд і устаткування небезпечними чинниками пожежі. Детерміновані критерії використовуються при неможливості використання імовірнісних критеріїв. Детерміновані критерії показують значення параметрів небезпечного чинника, при яких спостерігається той або інший рівень ураження людей або руйнування довколишніх будівель, споруд і устаткування. В разі використання детермінованих критеріїв умовна імовірність ураження приймається такою, що дорівнює 1, якщо значення критерію перевищує гранично допустимий рівень, і дорівнює 0, якщо значення критерію не перевищує гранично допустимий рівень ураження людей, або руйнування довколишніх будівель, споруд і устаткування. Імовірнісні критерії показують, яка умовна імовірність ураження людей або руйнування будівель, споруд і устаткування при заданому значенні небезпечного чинника пожежі.

Висновки. Визначено, що при ідентифікації небезпек і визначенні переліку подій, що ініціюють аварію, повинен виконуватися аналіз достатності для кількісної оцінки ризику інформації про пожежну безпеку СВП. Для виявлення аварійних ситуацій рекомендується здійснити поділ технологічного устаткування (технологічних систем об'єкту) на ділянки. Після виявлення аварійних ситуацій слід встановити величини частот їх реалізації. Для побудови різних сценаріїв виникнення і розвитку аварійних ситуацій і аварій доцільно використовувати метод логічних дерев подій. Для оцінки небезпечних чинників аварій з пожежами слід враховувати фізичні явища, що протікають при таких аваріях. Для оцінки пожежного ризику слід використовувати, як правило, імовірнісні критерії ураження людей і довколишніх будівель, споруд і устаткування небезпечними чинниками пожеж.

Список використаних джерел

1. Концепція вдосконалення наглядової діяльності у сфері пожежної безпеки на основі ризик-орієнтованого підходу (проект). – К. : УкрНДІЦЗ, 2013. – 57 с.
2. ГОСТ Р 12.3.047–98. ССБТ. Пожарная безопасность технологических процессов. Общие требования. Методы контроля. – Введ. 2000–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 2000. – 93 с.
3. Руководство по оценке пожарного риска для промышленных предприятий / И. А. Болодьян, Ю. Н. Шебеко, В. Л. Карпов и др; под общ. ред. И. А. Болодьяна. – М. : ФГУ ВНИИПО МЧС России, 2006. – 63 с.
4. Об утверждении Методики определения расчетных величин пожарного риска на производственных объектах: приказ МЧС РФ № от 10.07.2009 г № 404. – М. : МЧС России, 2009. – 57 с.

5. Ємельяненко С. О. Ризик як характеристика стану пожежної безпеки / С. О. Ємельяненко, А. Д. Кузик // Пожежна безпека. – Львів: ЛДУ БЖД, 2011. – Вип. 18. – С. 101-106.
6. Частоколенко І. П. Про вплив пожежного ризику на ризик банкрутства суб'єктів господарської діяльності / І. П. Частоколенко, П. П. Частоколенко // Пожежна безпека: теорія і практика. – Черкаси: ЧАПБ, 2011. – Вип. 7. – С. 158-163.

Аннотація

ОЦЕНКА ПОЖАРНОГО РИСКА ДЛЯ СООРУЖЕНИЙ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Дьяконов В. Кусов. О. Фесенко Г. Белым П. Миронович В.

Рассмотрены этапы оценки пожарного риска для сооружений производственного назначения. Определен порядок идентификации пожарных опасностей. Сформулирована цель определения перечня событий, инициирующих аварийную ситуацию. Определены наиболее вероятные события, инициирующие аварийную ситуацию в здании производственного назначения, где расположены пожароопасные технологические процессы. Даны рекомендации по применению метода логического дерева событий для оценки пожарного риска для сооружений производственного назначения.

Abstract

FIRE RISK ASSESSMENT FOR INDUSTRIAL FACILITIES

Dyakonov V. Kusov. A. Fesenko G. Belum P. Myronovych V.

The stages of fire risk assessment for industrial facilities. The procedure for identifying fire hazards. Is the objective to determine the list of events that trigger the emergency. The most probable events that initiate an emergency in the building for production purposes, where the fire-prone processes. Recommendations on the application of the logical tree of events for fire risk assessment for industrial facilities.

АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ БЕЗОПАСНЫМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ ДИФФУЗИОННОГО ОТДЕЛЕНИЯ САХАРНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Ляшенко С.А., к.т.н.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

В статье рассмотреть адаптивный подход для построения моделей нестационарных технологических процессов в диффузионном отделении сахарного производства. Получен алгоритм адаптивного управления. Представлены результаты моделирования при адаптивном управлении.

Введение. Сахарное производство является одним из наиболее сложных и энергозатратных в Украине. Условия высокой конкуренции современной действительности на первый план выводят такие показатели как безопасность технологических процессов, качество, энергопотребление, себестоимость. Такие условия конкуренции диктуют необходимость применения самых последних достижений технологий, теплотехники, организации сахарного производства [1].

Анализ состояния вопроса. При построении систем управления безопасными локальными технологическими процессами в настоящее время широко используются пропорционально-интегральные и пропорционально-интегрально-дифференциальные регуляторы (ПИ- и ПИД-регуляторы). Факторами, обусловившими широкое распространение ПИД-регуляторов, стали простота их структуры и высокая надежность [2,3].

Несмотря на достоинства, ПИД-регуляторам присущ ряд недостатков, среди коротких, в первую очередь, следует отметить необходимость ручной перенастройки параметров регулятора при изменении параметров объекта или внешних возмущений, причем трудности настройки существенно возрастают, если объект характеризуется наличием внутренних взаимодействующих контуров.

Нелинейность и нестационарность уравнений, описывающих реальные технологические процессы, приводят к тому, что при управлении такими процессами значения параметров регулятора выбирают такими, чтобы обеспечить наилучшее управление в некоторой компромиссной точке. Для оптимизации же системы в нескольких точках необходима коррекция параметров регулятора в соответствии с изменениями рабочих условий.

Поэтому учет нестационарности параметров исследуемых процессов приводит к необходимости использования адаптивного подхода при управлении этими процессами, который обеспечивает своевременную и правильную выработку решения об изменении управляющих воздействий. Эффективное решение задачи связано с введением в контур управления

идентификатора, работающего по некоторому адаптивному алгоритму.

Применение адаптивного подхода основано на замене сложной нелинейной модели линейной моделью с переменными параметрами, оценивание которых осуществляется в реальном времени. В качестве такой модели обычно используется уравнение псевдолинейной регрессии [4,5].

В связи с этим к идентификатору, работающему в АСУ, предъявляются определенные требования, основными из которых можно считать следующие [5]:

- алгоритм идентификации должен обеспечивать сходимость оценок параметров к истинным значениям параметров во всей области дискретных изменений входных переменных;

- эта сходимость не должна исчезать при включении регулятора;

- вычислительная процедура, реализующая алгоритм, должна быть достаточно простой;

- алгоритм идентификации должен обеспечивать слежение за переменными параметрами объекта.

Практически все используемые в настоящее время рекуррентные алгоритмы получаются путем минимизации квадратичного функционала и используют при построении оценки непосредственные измерения входных и выходных сигналов. Существует целый класс алгоритмов, в которых помимо непосредственно измеренных значений сигналов используются их некоторые преобразования либо дополнительно вводимые в алгоритм некоторые вспомогательные или инструментальные переменные [6]. Такой подход позволяет в целом ряде случаев, в частности, при наличии коррелированных помех измерений, улучшить свойства получаемых оценок искомых параметров. Основное же преимущество такого подхода состоит в том, что он обеспечивает получение несмещенных оценок. К числу таких алгоритмов относятся алгоритм Нагумо – Ноды и рекуррентный метод инструментальных переменных [4,6].

Целью данной работы является построение адаптивной системы управления безопасными технологическими процессами диффузионного отделения сахарного производства.

Задачи работы.

Построение моделей нестационарных технологических процессов.

Получение алгоритма адаптивного управления.

Моделирование работы адаптивной системы управления.

Основная часть. Идея, лежащая в основе построения адаптивных регуляторов, заключается в использовании в реальном времени различных методов идентификации для определения параметров процесса или объекта, и в последующем использовании полученных оценок параметров для построения закона управления в соответствии с некоторым критерием оптимальности, при условии, что оценки параметров являются достоверными.

В качестве выходной величины отделения (Y) использовалась одна переменная – расход диффузионного сока.

Входными (управляемыми) параметрами диффузионного аппарата были:

X_1 - температура сокоотружечной смеси от пара в 1-й зоне ДА; X_2 - температура сокоотружечной смеси от пара в 2-й зоне ДА; X_3 - температура сокоотружечной смеси от пара в 3-й зоне ДА; X_4 - температура сокоотружечной смеси от пара в 4-й зоне ДА; X_5 - расход сульфитированной бараметрической (питательной) воды; X_6 - температура барометрической сульфитированной воды; X_7 - расход свекловичной стружки.

Кроме того, в качестве информационных параметров, необходимых для реагирования на изменения технологического процесса, являлись: X_8 - уровень в сборнике сульфитированной подогретой барводы; X_9 - температуры в сборнике подогретой барводы; X_{10} - расход питательной воды; X_{11} - расход жомопрессовой воды (если используется); X_{12} - уровень в сборнике диффузионного сока; X_{13} - уровень за ситом и перед ситом дифаппарата; X_{14} - уровень сокоотружечной смеси (4, 8, 12, 16 м); X_{15} - температура питательной воды в ДА; X_{16} - рН барводы; X_{17} - уровень в сборнике барводы после конденсатора; X_{18} - температура сока на производство; X_{19} - температура в сборнике сульфитированной подогретой барводы; X_{20} - РН сока на производство; X_{21} - СВ сока на производство; X_{22} - уровень в сборнике подогретой барводы; X_{23-61} - контроль работы узлов оборудования в диффузионном отделении.

Как отмечалось выше, применение адаптивного подхода основано на замене сложной нелинейной модели линейной моделью с переменными параметрами, оценивание которых осуществляется в реальном времени, т.е. модели псевдолинейной регрессии

$$y(k) = \theta^T q(k) + w(k), \quad (1)$$

где: $\theta = (a_1, a_2, \dots, a_{N_A}, b_1, b_2, \dots, b_{N_B})^T$ – вектор нестационарных параметров объекта;
 $q(k) = (-y(k-1), -y(k-2), \dots, -y(k-N_A), u(k-1), u(k-2), \dots, u(k-N_B))^T$ – вектор состояния;
 $w(k)$ – помеха измерения;
 $k = 0, 1, 2, \dots$ – дискретное время.

В качестве основной процедуры адаптивной идентификации и обычно используется рекуррентный метод наименьших квадратов (РМНК), позволяющий получить оценки нестационарных параметров [4,6]

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) + \frac{P(k-1)q(k)}{1 + q^T(k)P(k-1)q(k)} [y(k) - \hat{\theta}^T(k-1)q(k)], \quad (2)$$

$$P(k) = P(k-1) - \frac{P(k-1)q(k)q^T(k)P(k-1)}{1 + q^T(k)P(k-1)q(k)}, \quad (3)$$

где: $P(0) = \alpha I$, $\alpha \gg 0$.

Так как задача управления объектом заключается в нахождении такого закона изменения входных переменных q , который обеспечил бы получение заданной выходной переменной y^* , то допустим, что для изменения выходной переменной на $\Delta y(k+1)$ требуется изменение входного вектора на $\Delta q(k+1)$, т.е.

$$\Delta y(k+1) = \hat{\theta}^T(k) \Delta q(k+1). \quad (4)$$

Введя для нахождения Δx_{n+1} норму

$$\|\Delta q(k+1)\|_A^2 = \Delta q^T(k+1) A \Delta q(k+1), \quad (5)$$

где: A – матрица стоимости управляющих воздействий.

Сформулировав задачу нахождения $\Delta q(k+1)$ как задачу минимизации (5) при ограничениях (4), т.е. используя функцию Лагранжа

$$L(\Delta q(k+1), \lambda) = \|\Delta q(k+1)\|_A^2 + \lambda (\Delta y(k+1) - \hat{\theta}^T(k) \Delta q(k+1)), \quad (6)$$

после несложных преобразований можно получить

$$\Delta q(k+1) = \frac{\Delta y(k+1)}{\hat{\theta}^T(k) A^{-1} \hat{\theta}(k)} A^{-1} \hat{\theta}(k), \quad (7)$$

или

$$\Delta q(k+1) = q(k) - \frac{\Delta y(k+1)}{\hat{\theta}^T(k) A^{-1} \hat{\theta}(k)} A^{-1} \hat{\theta}(k)$$

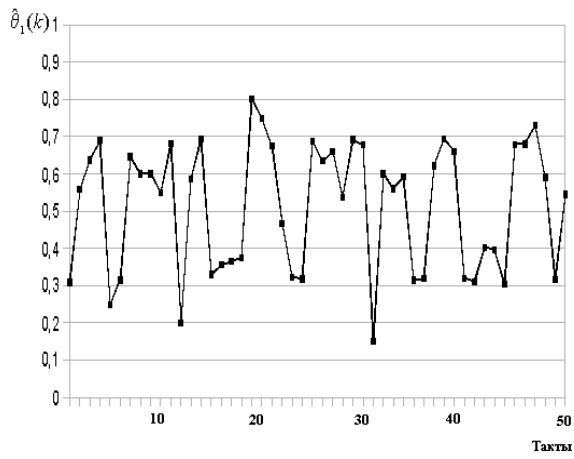
Если задача управления заключается в обеспечении выполнения неравенства

$$|\Delta y(k+1)| < \delta(k+1)$$

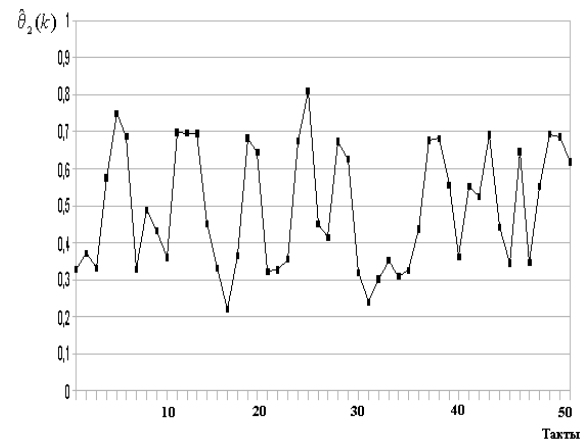
при ограничениях на входные воздействия

$$q^{\min} \leq q(k+1) \leq q^{\max}$$

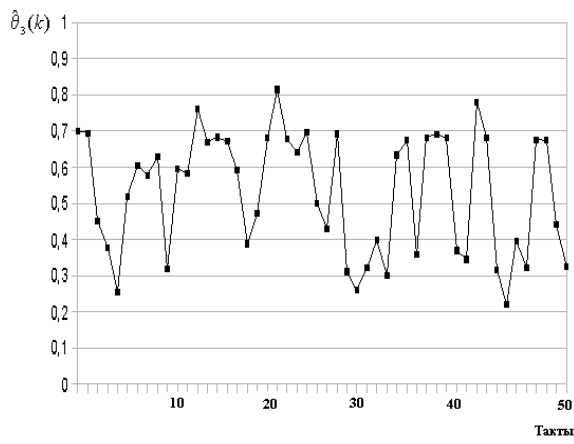
Здесь $\Delta y(k+1)$ определяется из (4), а $\delta(k+1) > 0$ – некоторая заданная величина.



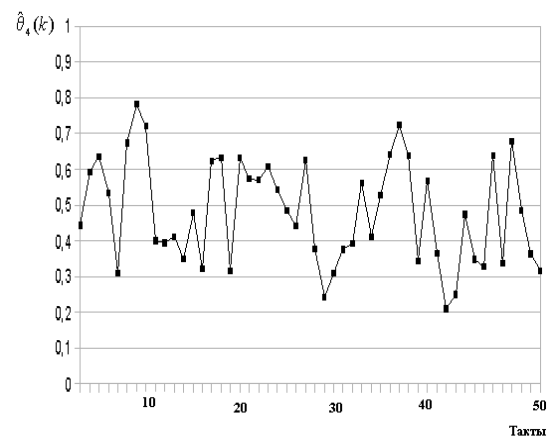
а)



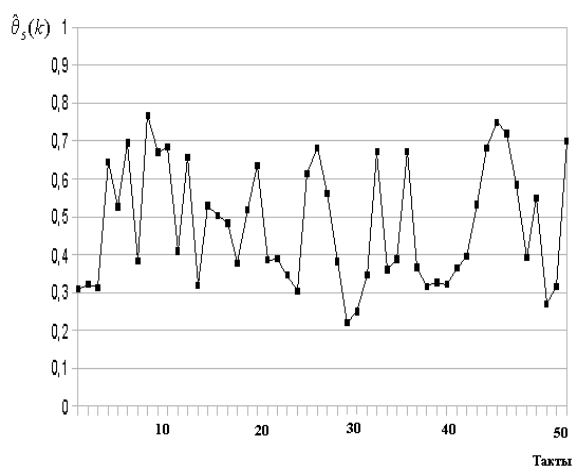
б)



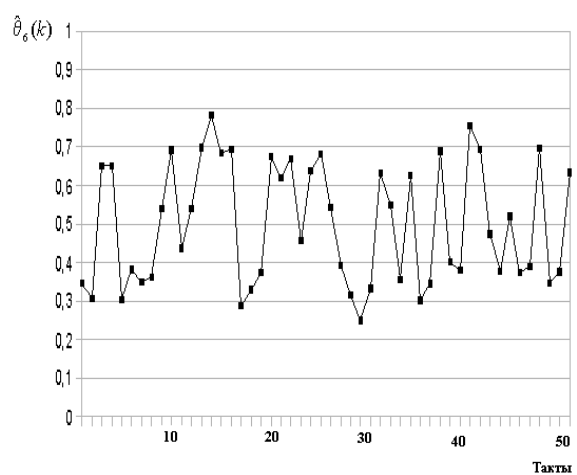
в)



г)



д)



е)

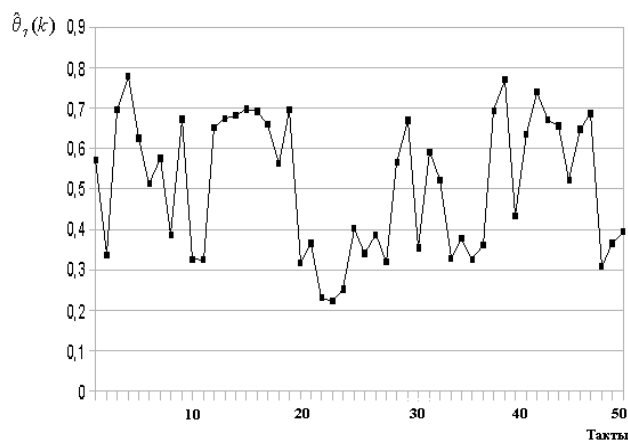


Рис. 1 – Изменение коэффициентов $\hat{\theta}_1(k)$, $\hat{\theta}_2(k)$, $\hat{\theta}_3(k)$, $\hat{\theta}_4(k)$, $\hat{\theta}_5(k)$, $\hat{\theta}_6(k)$, $\hat{\theta}_7(k)$ для регрессионной модели $Y = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_7)$.

В этом случае алгоритм адаптивного управления имеет вид

$$q(k+1) = \begin{cases} q(k), |\Delta y(k+1)| < \delta(k+1), \\ q^{\max}, q(k) + \Delta q(k+1) \geq q^{\max}, |\Delta y(k+1)| \geq \delta(k+1), \\ q(k) + \frac{\Delta y(k+1)}{\hat{\theta}^T(k)A^{-1}\hat{\theta}(k)} A^{-1}\hat{\theta}(k), q^{\min} < q(k) + \Delta q(k+1) < q^{\max}, \\ q^{\min}, q(k) + \Delta q(k+1) \leq q^{\min}, |\Delta y(k+1)| \geq \delta(k+1). \end{cases} \quad (8)$$

Хотя реализация данного алгоритма управления проста, качество управления зависит от точности решения задачи идентификации, так как в алгоритм управления входят оценки, полученные в процессе идентификации.

Для идентификации нестационарных процессов применялись алгоритмы (2) - (3) с $\lambda = 0,99$. На рис. 1 (а,б,в,г,д,е,ж) показано изменение коэффициентов $\hat{\theta}_1(k)$, $\hat{\theta}_2(k)$, $\hat{\theta}_3(k)$, $\hat{\theta}_4(k)$, $\hat{\theta}_5(k)$, $\hat{\theta}_6(k)$, $\hat{\theta}_7(k)$ для модели $Y = f(X_1, X_2, \dots, X_7)$. (входы x_{1-7})

Хотя эти коэффициенты существенно отличаются от получаемых по МНК коэффициентов линейной регрессии, ошибка идентификации на каждом такте была практически нулевой.

Процесс стабилизации выходной переменной (расход диффузионного сока с ДА) с помощью разработанного адаптивного алгоритма (8) приведен на рис.2. Здесь светлыми кружками показано реальное изменение выходных переменных при существующем управлении, квадратами – при адаптивном. На рисунках не показан переходный режим (режим идентификации), который составил для применяемого метода примерно 30 тактов.

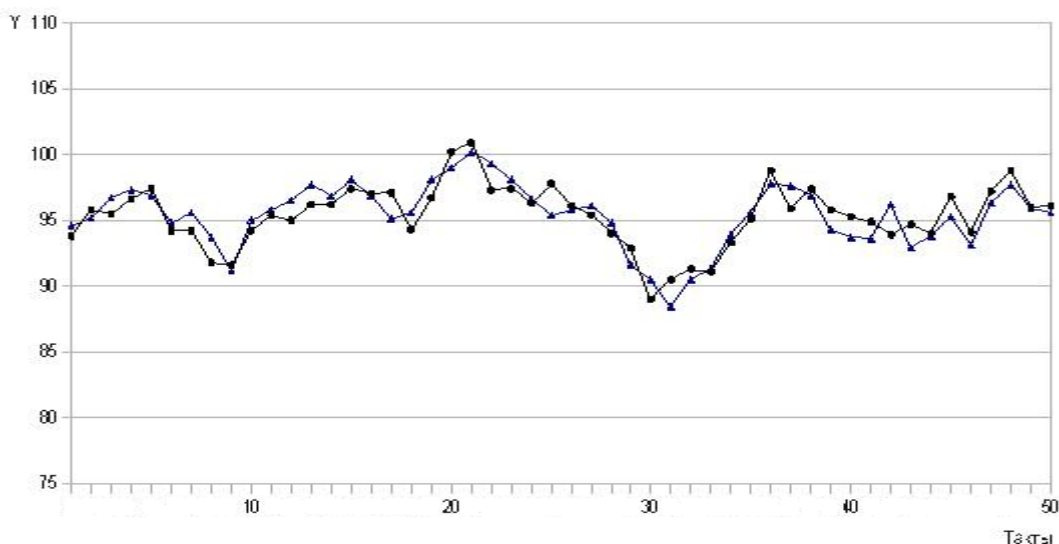


Рис. 2 – Изменение выходной переменной(расход диффузионного сока).

Выводы. Использование адаптивного подхода для синтеза системы управления технологическими процессами диффузионного отделения позволяет получить достаточно простые в реализации, но эффективные алгоритмы управления. Такой подход оправдан тем, что с его помощью можно учитывать нестационарность исследуемых процессов. Следует, однако, отметить, что вопрос выбора оптимального алгоритма идентификации является чрезвычайно важным и должен решаться в каждом конкретном случае с учетом особенностей исследуемых процессов (наличие помех, их статистических свойств, условий проведения экспериментов и т.д.).

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. Ляшенко С.А. Синтез нейросетевого ПИД-регулятора для управления технологическими процессами производства сахара / С. А. Ляшенко // Вестник Херсонского национального технического университета. Херсон. – 2010. – Вып. №2(38). - С.430-433.
3. Ляшенко С.А. Оптимизация управления сложными технологическими процессами в сахарном производстве на основе применения нейросетевых регуляторов / С.А. Ляшенко // Вестник ХНТУ. Херсон. - 2011. - №(41).- С.412-415.
4. Эйкхофф П. Основы идентификации систем управления / П. Эйкхофф. – М.: Мир, 1975. – 683с.
5. Льюнг Л. Идентификация систем. Теория для пользователя / Л. Льюнг. - М.: Наука, 1991. - 432 с.
6. Руденко О. Г. Основы теории искусственных нейронных сетей / О.Г. Руденко, Е.В. Бодянский. - Харьков: Телетех, 2002. – 317с.

Анотація

АДАПТИВНЕ УПРАВЛІННЯ БЕЗПЕЧНИМИ ТЕХНОЛОГІЧНИМИ ПРОЦЕСАМИ ДИФУЗІЙНОГО ВІДДІЛЕННЯ ЦУКРОВОГО ВИРОБНИЦТВА

Ляшенко С.

В статті розглянуто адаптивний підхід до побудови моделей нестационарних технологічних процесів у дифузійному відділенні цукрового виробництва. Отримано алгоритм адаптивного управління. Наведено результати моделювання при адаптивному управлінні.

Abstract

ADAPTIVE MANAGEMENT OF SAFE TECHNOLOGICAL PROCESSES DIFFUSIVE OFFICE OF SUGAR PRODUCTION

S. Lyashenko

In article to consider adaptive approach for creation of models of non-stationary technological processes in diffusion separation of sugar production. The algorithm of adaptive management is received. Results of modeling are presented at adaptive management.

УДК 502.054.4

НАТУРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШУМОВОГО РЕЖИМУ НА ТЕРИТОРІЇ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ МІСТА ПОЛТАВА

Д'яконов В.І., к.т.н., доц., Дьяконов О.В., інж., Курченко Я.Г., студент.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Абракітов В. Е., к.т.н., доц., Нікітченко О. Ю., к.т.н., доц., Шерзад Р. Х. студент

Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова

Проблема вдосконалення існуючих засобів боротьби із шумом є актуальною. Один з напрямків її рішення - вивчення шумового режиму міських територій. Авторами проведено дослідження шумової обстановки в центральній частині м. Полтава, себто натурні виміри шуму, на підставі цих даних побудовано карти шуму.

Проблема вдосконалення існуючих засобів боротьби із шумом є актуальною. Один з напрямків її рішення - вивчення шумового режиму міських територій. Нашим особистим внеском в вирішення проблеми стало натурне

дослідження шуму в м. Полтава.

Слід казати, що до нас такі дослідження були здійснені іншими авторами. Так, існує робота [1], автори якої намагалися це зробити. В жодному разі не ставлячи під сумнів їхні благочинні наміри та достовірність їхніх вимірів, слід зазначити, що кінцевий результат роботи - себто побудову карти шуму, - автори [1] так і не здійснили. Отримані цифрові значення акустичних характеристик полтавських джерел шуму в деяких місцях території міста не дозволяють уявити цілісну картину розповсюдження шуму в міській забудові – отже, дослідження попередників є незакінченим, частковим, фрагментарним. Ми намагалися виправити цей недолік.



Рис. 0 – Досліджувана ділянка на карті м. Полтава (ситуаційний план)

Для дослідження нами була вибрана ділянка території м. Полтава, розташована в центральній частині (рис. 1). Дослідження проводилося із застосуванням програмних і апаратних засобів, докладно описаних в роботах [2-5] та захищених патентом [6].

Містобудівна ситуація була узята з карти м. Полтава і коригована з урахуванням реальних візуальних спостережень і обмірів на місцевості. Вона послужила підосною карти шуму (див. рис 2). На рис. 2 також показані розташування контрольних точок на місцевості і виміряні в них нами спектри шуму (авторські дані).

У даному дослідженні використані нормативні значення параметрів шуму згідно п. 5 таблиці 1 СНиП II-12-77 [7] з виправленнями на місце розташування об'єкта й на час доби. Одержуємо нормативи, зазначені в табл. 1

Табл. 1 – Нормативні значення рівнів звуку й звукового тиску

Приміщення й території	Рівні звукового тиску L (еквівалентні рівні звукового тиску $L_{екв}$) у дБ в октавних смугах частот зі середньгеометричними частотами, Гц								Рівні звуку L_A й еквівалентні рівні звуку $L_{Aекв}$ у дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Нормативні значення	82	72	64	59	55	52	50	48	60

Проведене дослідження дозволило сформулювати наступні висновки по дослідженню даної ділянки території:

1. Значна частина досліджуваної ділянки знаходиться в зоні акустичного дискомфорту, що характеризується значним перевищенням рівнів звуку над допустимими значеннями як на прибудинковій території, так і усередині будівель.

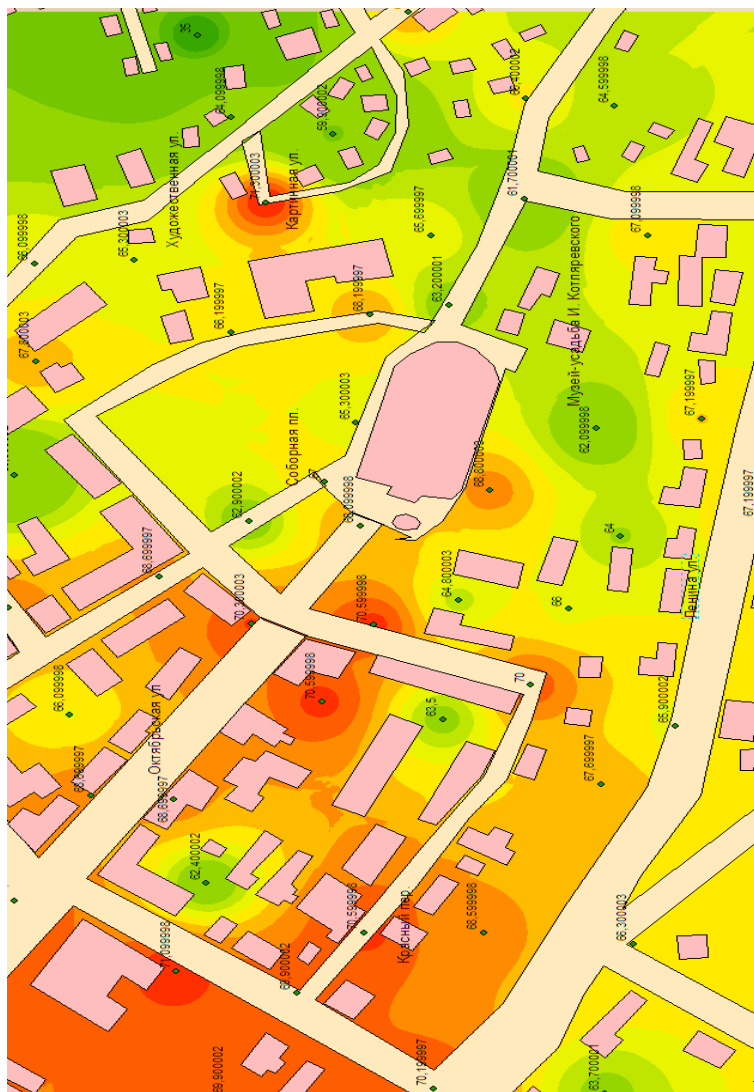


Рис. 3 – Карта шуму. Побудовано за значеннями рівнів звуку в контрольних точках, дБА. Нормативний рівень звуку $L_A = 60$ дБА.

2. Існуючі заходи щодо боротьби з шумом не забезпечують належний рівень акустичної безпеки.

3. Досліджувана ділянка вимагає значного втручання в плані активного застосування шумозахисних заходів.

Список використаних джерел

1. Філоненко О. І. Дослідження акустичного забруднення центральної частини міста Полтави від транспортних потоків / О. І. Філоненко, Є. Г. Петренко // Комунальне господарство міст. Вип. № 109. – С. 213 – 217.

2. Абракітов В.Е. Картографування шумового режиму центральної частини міста Харкова. Монографія. / В.Е. Абракітов; Харьк. нац. акад. міськ. госп-ва. - Х.: ХНАМГ, 2010. - 266 с. - ISBN 978-966-695-178-9.
3. Абракітов В.Е. Моделювання в акустиці: монографія / В.Е. Абракітов; Харьк. нац. акад. міськ. госп-ва. - Х.: ХНАМГ, 2011. - 227 с. - ISBN 978-966-695-226-7.
4. Абракітов В. Е. Картографування шумового режиму центральної частини міста Києва: монографія / В.Е. Абракітов; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. - Х.: ХНАМГ, 2012. - 230 с.
5. Абракітов В.Э. Строим карту шума города Харькова / В.Э. Абракітов. - Х.: Парус, 2012. - 48 с.
6. Пат. 42388 Україна. МПК G01H 5/00, G10K 15/00, G02F 1/00, H01J 47/00. Спосіб визначення інтенсивності випромінювання на відстані від джерела. / Абракітов В.Е. - Заявл. 12.11.2007. - № а 2007 12494. - Опубл. 10.07.2009. Бюл. № 13, 2009.
7. СНиП II-12-77. Нормы проектирования. Глава 12. Защита от шума.

Аннотация

НАТУРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШУМОВОГО РЕЖИМА НА ТЕРРИТОРИИ ЦЕНТРАЛЬНОЙ ЧАСТИ ГОРОДА ПОЛТАВА

Дьяконов В., Дьяконов О., Курченко Я., Абракітов В.,
Никитченко О., Шерзад Р.

Проблема усовершенствования существующих средств борьбы с шумом актуальна. Одно из направлений ее решения - изучение шумового режима городских территорий. Авторами проведено исследования шумовой обстановки в центральной части г. Полтава, то есть натурные измерения шума, на основании этих данные построены карты шума.

Abstract

FIELD INVESTIGATIONS NOISE REGIME TO THE CENTRAL AREA OF POLTAVA

V. Dyakonov, O. Dyakonov, Ya. Kurchenko, V. Abrakitov,
O. Nikitchenko, R. Sherzad

The problem of the improvement existing facilities of the fight with noise actual. One of the directions of its decision - a study of the noise mode in town. The authors conducted a study of the noise situation in the central part of the city of Poltava, i.e. measurements of noise, based on these data maps of noise.

**ОРГАНІЗАЦІЯ САМОСТІЙНОЇ ТА НЕАУДИТОРНОЇ РОБОТИ
СТУДЕНТІВ ПІД ЧАС ВИВЧЕННЯ КОМПЛЕКСУ ДИСЦИПЛІН
«ОХОРОНА ПРАЦІ»**

Кліценко Г.Г., к.с.г.н

*Національний університет біоресурсів і природокористування України ПФ
НУБіП України «Кримський агротехнологічний університет»*

Організація самостійної роботи студентів ВНЗ з комплексу дисциплін «Охорона праці» має певні особливості, зумовлені необхідністю формування у студентів працезахоронного світогляду. Окрім традиційних форм, самостійна робота з працезахоронних дисциплін має передбачати підготовку для участі у ділових іграх; аналіз виробничих ситуацій, зокрема розроблення паспортів робочих місць; представлення результатів виконаних наукових досліджень для участі у роботі конференцій.

Постановка проблеми. Нині, посилаючись на Болонську декларацію та Положення «Про організацію навчального процесу у вищих навчальних закладах», затверджене наказом Міністерства освіти України від 02.06.1993 р. № 161, вищі навчальні заклади (ВНЗ) значну увагу приділяють впровадженню у навчальний процес різноманітних видів самостійної роботи. Її розглядають як важливий засіб засвоєння навчального матеріалу поза виконанням студентами аудиторних навчальних завдань. Встановлено, що коли студенти опрацьовують завдання самостійно, починаючи від усвідомлення поставленої задачі до аналізу отриманих результатів, то відсоток засвоєння корисної інформації наближається до 90% [1].

Вивчення дисциплін комплексу «Охорона праці» спрямовано не лише на ознайомлення студентів з науково-практичними засадами цих дисциплін, а й на оволодіння майбутніми фахівцями високого рівня знань і вмінь з питань охорони праці, тобто засвоєння працезахоронної культури. Цього можна досягти формуванням особистості студента, який на виробництві буде забезпечувати дотримання нормативів безпеки і гігієни праці, керуючись чинними нормативно-правовими документами з охорони праці, уміючи їх розробляти та впроваджувати. Підготувати до такої діяльності студента можна під час виконання ним завдань самостійної роботи. Це дозволить йому розвинути у собі якості самостійного здобуття нових знань, що вкрай важливо у професійній діяльності з охорони праці, нормативно-правова база якої з року в рік суттєво змінюється. Раціонально організована і систематична самостійна робота під час вивчення працезахоронних дисциплін має стати підґрунтям та одним з визначальних чинників формування особистості сучасного керівника агропромислового виробництва.

Основні завдання самостійної роботи студентів з працезахоронних дисциплін наступні: навчити студентів самостійно працювати з чинними

нормативно-правовими документами з охорони праці; сформувати у студентів навичок пошуку інформації з питань охорони праці у різних документах та аналізу; адаптувати студентів до необхідності докладання певних зусиль в осмисленні положень працезахоронних документів, написаних часто сухою діловою мовою без пояснень.

Аналіз досліджень і публікацій. Самостійна робота, як важливий компонент навчального процесу, передбачає поєднання різних видів індивідуального та колективного навчання під час аудиторних та поза аудиторних занять, без участі викладача та під його безпосереднім керівництвом [2]. Нині самостійна робота у ВНЗ багато у чому передбачає повторення етапів аудиторного навчання: поступове засвоєння нового матеріалу, його закріплення, застосування на практиці тощо [3]. Ефективність самостійної роботи залежить від її організації, змісту, взаємозв'язку та характеру завдань, результатів виконання [4].

Виробнича діяльність сучасного керівника характеризується здатністю самостійно здобувати необхідну інформацію, швидко орієнтуватися у нестандартних ситуаціях, постійно підвищувати рівень своїх професійних знань [1]. Тому навчання у ВНЗ не може відповідати сучасним вимогам, якщо у навчально-виховному процесі не буде приділено уваги засвоєнню студентами системи вмінь і навичок пошукової інформаційної праці. Практика виробництва показує, що тільки ті знання, які студент отримав самостійно, через власний досвід, пошук та осмислення, стають його надбанням [5].

Завдання самостійної роботи студентів з працезахоронних дисциплін – доповнити і закріпити знання, набуті за час вивчення теоретичного курсу охорони праці, активізувати творчість студентів, розвинути навички роботи з нормативно-правовими актами з охорони праці та з довідниковою літературою, навчитися самостійно вирішувати питання охорони праці в проектній документації, набути досвіду щодо виконання інженерних розрахунків на основі документів з охорони праці (будуть використані надалі у дипломному проектуванні, а також у подальшій інженерній діяльності за фахом), підготувати до самостійного розроблення заходів щодо створення безпечних та нешкідливих умов праці в усіх галузях виробництва [6-8].

Мета статті – окреслити сучасні підходи щодо організації самостійної роботи студентів, які вивчають дисципліни комплексу «Охорона праці» та представити рекомендації для підготовки студентів до проведення ділових ігор з працезахоронних дисциплін.

Виклад основного матеріалу.

Характер більшості ділових ігор, а також лабораторних та практичних робіт з дисциплін «Основи охорони праці», «Охорона праці у галузі», «Виробнича санітарія», «Безпека виробничих процесів» та ін. можна вважати дослідницьким, то ж до їх виконання студенти мають підготуватися. Так, до початку їхнього проведення студент має самостійно опрацювати теоретичну частину, винесену для самостійного вивчення, вивчити відповідні розділи рекомендованої літератури, зокрема ознайомитися з нормативно-правовими актами з охорони праці, що стосуються теми виконуваної навчальної роботи.

Для ефективності самостійної роботи студентів викладач має забезпечити виконання певних умов:

- дотримання оптимального поєднання обсягів аудиторної та самостійної роботи;

- забезпечення методично правильної організації роботи студента в аудиторії та поза нею; забезпечення студента необхідними методичними матеріалами, побудованими на засадах внесення у порядок виконання самостійної роботи елементів творчості та аналітики;

- контроль за організацією і результатами самостійної роботи з метою заохочення студентів до якісного її виконання та ін.

Окремо потрібно виокремити забезпеченість самостійної роботи студентів навчальною й методичною літературою з використанням інформаційних комп'ютерних технологій, зокрема, запропонувати студентам використовувати наявні комп'ютерні ресурси з охорони праці. Нині актуальним є розроблення комп'ютеризованих робочих місць інженера з охорони праці, де окрім довідкових матеріалів потрібно розмістити навчальні матеріали з охорони праці з урахуванням педагогічних і дидактичних вимог.

Самостійна робота з працезохоронних дисциплін може передбачати: підготовку рефератів, розрахункових робіт тощо; підготовку для участі в діловій грі; аналіз виробничих ситуацій, де наявні порушення нормативів охорони праці; представлення результатів виконаних наукових досліджень для участі у роботі науково-практичних конференцій та семінарів; підготовку для участі в олімпіадах та ін.

Нині в аграрних ВНЗ викладання дисциплін «Основи охорони праці» та «Охорона праці в галузі» відбувається на основі відповідних Типових навчальних програм, що були розроблені згідно з наказом Міністерства освіти і науки України, Міністерства України з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи та Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду від 21.10.2010 р. № 969/922/216 «Про організацію та вдосконалення навчання з питань охорони праці, безпеки життєдіяльності та цивільного захисту у вищих навчальних закладах України», зареєстрованого в Міністерстві юстиції України 9.11.2010 р. за № 1057/18352.

Розроблення та впровадження кілька років тому Типових навчальних програм з основних працезохоронних дисциплін було вкрай потрібним, адже стало дієвим інструментом для збереження на належному рівні обсягів викладання таких дисциплін, оптимального розподілу співвідношення лекційних, лабораторних і практичних занять, зобов'язало ВНЗ вводити до випускних робіт (проектів) розділи з охорони праці та ін. Однак у цих програмах мало уваги приділено питанням виконання самостійної роботи та проходженню виробничих практик.

Як приклад самостійної роботи з охорони праці можна запропонувати студентам розробити документи, які регламентують питання охорони праці на підприємстві: інструкції, тексти інструктажів, переліки, листи, повідомлення тощо. Для цього студентам потрібно надати типові форми цих документів у

комп'ютерній формі. Це є прообразом організації робочого місця спеціаліста з охорони праці на базі персонального комп'ютера (ПК) з відповідним документальним наповненням.

Майбутнє охорони праці – в оперативному обліку та швидкому знаходженні працезахоронної інформації, а тому робота спеціаліста з охорони праці без ПК вже нині сприймається як архаїзм. Підвищення працезахоронного світогляду на інформаційній комп'ютерній базі має стати основою самостійного навчання з охорони праці студентів.

Самостійне навчання з охорони праці студентів ВНЗ повинно передбачати: візуальність інформації (методичні посібники для самостійної роботи, бланки працезахоронних документів, перегляд на ПК презентацій та навчальних фільмів з питань охорони праці тощо), інтерактивність (підготовка до проведення ділових ігор, виконання тестових завдань з аналізу дій посадових осіб та працівників у разі проблемних ситуацій з охорони праці на підприємстві). Така структура дозволить максимально підвищити ефективність самостійного працезахоронного навчання студентів.

Так, готуючись до участі у діловій грі «Перевірка стану пожежної безпеки на підприємстві» студенти мають самостійно ознайомитися з переліком документів з питань пожежної безпеки, які мають бути розроблені та впроваджені на підприємстві. Метою цієї ділової гри є набуття навичок з ухвалення обґрунтованих рішень щодо поліпшення стану пожежної безпеки на підприємстві, а завданням – змодельовати елементи виробничої діяльності з охорони праці працівників органів пожежної безпеки та посадових осіб підприємства. Студенти, як учасники ділової гри, мають змодельовати функціональні обов'язки посадових осіб підприємства у межах підпорядкованості у системі управління охороною праці (СУОП) та підготувати переліки необхідних документів з пожежної безпеки.

Нижче наведено приклад тестового завдання для самостійної роботи студентів з дисципліни «Охорона праці у галузі». Потрібно розташувати у належному порядку дії спеціаліста з охорони праці підприємства у разі організації проведення атестації робочих місць за умовами праці (певні пункти у наведеному переліку дій спеціально записано помилковими).

Дії інженера з охорони праці підприємства.

Укласти угоду із районною санепідемстанцією щодо проведення інструментальних досліджень умов праці.

З'ясувати, чи має районна санепідемстанція ліцензію Міністерства охорони здоров'я України на проведення атестації робочих місць за умовами праці.

Подати на затвердження керівнику підприємства перелік членів комісії підприємства для проведення атестації робочих місць за умовами праці.

Заповнити Карти умов праці (санітарно-технічного стану робочих місць), де було проведено атестацію.

Скласти перелік робочих місць, для яких потрібно провести атестацію за умовами праці.

Перевірити у районній санепідемстанції наявність чинних сертифікатів на

застосовувані прилади для вимірювання параметрів виробничого довкілля.

Виписати з працезохоронних документів (довідників) нормативні (допустимі, оптимальні) значення параметрів виробничого довкілля, де буде проведено атестацію робочих місць за умовами праці.

Узгодити склад комісії підприємства з державним інспектором Держгірпромнагляду, до сфери нагляду якого належить підприємство.

Встановити за результатами атестації належні пільги і компенсації працівникам за роботу за шкідливих (важких) умов праці

Організувати виготовлення планів розташування обладнання, де буде проведено атестацію.

Скласти перелік робочих місць, виробництв, професій та посад з несприятливими умовами праці.

Уточнити чинні пільги, внести пропозиції щодо встановлення нових пільг і компенсацій залежно від умов праці, визначити обсяг витрат на ці потреби.

Визначити межі робочих місць (робочих зон), де буде проведено атестацію.

Розробити заходи щодо поліпшення умов праці.

Для виконання тестового завдання студенти мають самостійно опрацювати текст НПАОП 0.00-6.23-92 «Про порядок проведення атестації робочих місць за умовами праці» та скласти алгоритм процедури проведення атестації робочих місць за умовами праці із зазначення обов'язків посадових осіб.

Вивчення питань охорони праці під час проходження виробничих практик потрібно розглядати як виконання самостійної роботи як під керівництвом викладача, так і без цього. Перед направленням студентів на місця проходження практики їх необхідно зорієнтувати на виявлення небезпечних і шкідливих виробничих чинників на робочих місцях та розроблення заходів для запобігання небезпекам і шкідливостям. Ці питання потрібно оформити окремим розділом у звіті про виконання практичного навчання.

Зокрема, студентам як предмет самостійної роботи під час проходження практики можна запропонувати розробити паспорти робочих місць на місцях проведення практичного навчання у навчально-дослідних господарствах (НДГ) аграрного ВНЗ. Такі паспорти мають бути застереженням щодо участі студентів у виробничому процесі на робочому місці. Витяг з паспорта для одного з найбільш типових місць практики у НДГ аграрного ВНЗ представлено нижче.

Паспорт забезпечення працезохоронних вимог на робочих місцях проходження практики у НДГ аграрного ВНЗ

Назва структурного підрозділу: Тваринницький комплекс.

Робоче місце проходження практики: Молочно-товарна ферма.

Коротка характеристика виконуваних робіт: Дослідження, обстеження і лікування хворих тварин.

Потенційні небезпечні виробничі чинники: Норовливі та агресивні тварини; рухомі мобільні машини та механізми; незахищені огорожами

обертів (рухоми) вузли с/г агрегатів та механізмів; висока напруга електромережі; необхідність контактування з хворими і неспокійними тваринами.

Потенційні шкідливі виробничі чинники: наявність у повітрі шкідливих газів, пилу, мікроорганізмів, збудників хвороб, що можуть передаватися людині від тварини; недостатній рівень природного і штучного освітлення; підвищений рівень шуму, недотримання показників мікроклімату в приміщенні (температури, вологості швидкості руху повітря), необхідність застосування великих зусиль у разі утримання тварин.

Перелік заходів, які необхідно виконати для усунення наявних (потенційних) небезпек: Забезпечити студентів спецодягом, рукавицями і (за необхідності) засобами індивідуального захисту; не перевищувати норм піднімання і перенесення вантажів студентами; не допускати перебування студентів у небезпечній зоні біля норавливих і агресивних тварин; електричні проводи на висоті до 2,5 м прокласти у захисних рукавах; лампи світильників закрити герметичними ковпаками; ветеринарні роботи проводити з тваринами, яких надійно зафіксовано (знерухожено).

Паспорт потрібно погодити з відповідальною особою від НДГ щодо забезпечення вимог безпеки і гігієни праці на робочому місці проходження практики та керівником практики від аграрного ВНЗ.

Висновки. Організація самостійної роботи студентів ВНЗ з комплексу дисциплін «Охорона праці» має певні особливості, зумовлені необхідністю формування у студентів працезахоронного світогляду. Окрім традиційних форм самостійна робота з працезахоронних дисциплін має передбачати підготовку для участі у ділових іграх; аналіз виробничих ситуацій, зокрема розроблення паспортів робочих місць; представлення результатів виконаних наукових досліджень для участі у роботі конференцій.

Список використаної літератури

1. Мороз В.Д. Самостійна навчальна робота студентів: монографія / В.Д.Мороз – Х.: ХМК, 2003. – 64 с.
2. Кучерявий А. О. Основи самостійної навчальної діяльності: навч. посіб. / А.О.Кучерявий, М. В. Балко. – Донецьк : ДЮІ ЛДУВС ім. Е. О. Дідоренка, 2010. – 200 с.
3. Шишкіна Н.О. Організація самостійної роботи студентів у процесі вивчення юридичних дисциплін у вищому навчальному педагогічному закладі : Автореф. дис... канд. пед. наук : 13.00.04 / Харк. держ. пед. ун-т ім. Г.С. Сковороди. – Х., 2004. – 21 с.
4. Козловська І.М. Інтегративний підхід до вибору та використання методів навчання у професійній освіті / І.М.Козловська, О.С.Білик // Проблеми освіти: наук.-метод. збірник. – К.: Науково-методичний центр вищої освіти, 2004. – Вип. 39. – С. 144–151.
5. Попов Ю.В. Практические аспекты реализации многоуровневой системы образования в техническом университете: организация и технологии

- обучения / Ю.В.Попов, В.Н.Подлеснов, В.И.Садовников и др. – М., 1999. – 52 с.
6. Инженерні рішення з охорони праці при розробці дипломних проектів інженерно-будівельних спеціальностей: Навчальний посібник / За ред. В.В. Сафонова. – К.: Основа, 2000. –336 с.
 7. Войналович О.В. Сучасні підходи щодо організації інтенсивного навчання з питань охорони праці / О.В.Войналович, Д.А.Дерев'янку, О.А.Шевчук // Збірник наукових праць 10-ї міжнародної науково-методичної конференції «Безпека життя і діяльності людини – освіта, наука, практика», К.: Центр учбової літератури, 2011. – Т.1. – С. 116-121.
 8. Секачева Л.М. Инновации в обучении охране труда: проблемы внедрения / Л.М.Секачева, А.И.Овчаров, Т.И.Касьянова // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 2. – С. 105-112.

Аннотация

ОРГАНИЗАЦИЯ СОМОСТОЯТЕЛЬНОЙ И ВНЕАУДИТОРНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ ПРИ ИЗУЧЕНИЯ КОМПЛЕКСА ДИСЦИПЛИН «ОХРАНА ТРУДА»

Клиценко Г.

Организация самостоятельной работы студентов ВУЗ по комплексу дисциплин «Охрана труда» имеет определенные особенности, обусловленные необходимостью формирования у студентов трудоохранного мировоззрения. Кроме традиционных форм, самостоятельная работа по дисциплине «Охрана труда» должна предусматривать подготовку для участия в деловых играх, анализ производственных ситуаций, в частности разработку паспортов рабочих мест, представление результатов выполненных научных исследований для участия в работе конференции.

Ключевые слова: охрана труда, самостоятельная работа студентов, подготовка к деловой игре.

Abstract

ORGANIZATION OF UNASSISTED AND EXTRACURRICULAR WORK OF STUDENTS WHILE STUDYING COMPLEX OF DISCIPLINES «LABOUR SECURITY»

G. Klitsenko

Organization of unassisted work of university students for complex of disciplines «Labour security» has definite peculiarities, due to necessity of forming labour security world view. Except traditional forms unassisted study within discipline «Labour security» has to provide preparation for participation in business games, analysis of real production situations, development of workplace passports, presentation of scientific results for participation in a conference activities.

Key words: labour security, unassisted work of students, preparation for business game.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПРОКИДЫВАНИЕ ТРАКТОРА НА СКЛОНЕ

Кириенко Н.М., к.т.н., Зинченко А.А., ст.преп., Винокуров Н.А., ст.преп.

*Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенка*

Для правильного проектирования каркаса защитных кабин необходимы сведения о кинематике процесса опрокидывания трактора, динамическом воздействии при этом каркаса и грунта, зонах приложения нагрузок, величинах энергии поглощаемых кабиной. С этой целью выполнено математическое моделирование процесса опрокидывания на склоне.

Простой анализ показывает, что на процесс опрокидывания и количество энергии, поглощаемое кабиной, влияют многие параметры, но в настоящее время только масса трактора входит в формулы по которым определяется энергия нагружения кабины при прочностных испытаниях. Единственным исключением является формула удара сзади, в которую входит колесная база. Отсутствие строгого законодательного требования по учету воздействия различных параметров является основным оправданием простой формулы.

Испытания методом натурального опрокидывания тракторов с шарнирно-сочлененной рамой при всех его преимуществах трудоемки. Поэтому для перехода к лабораторным испытаниям, на основании изучения взаимного влияния различных параметров на процесс опрокидывания, должны быть оценены величины энергий прилагаемые к кабине при опрокидывании.

При разработке математической модели процесса опрокидывания приняты следующие условия и допущения:

- опрокидывание начинается из положения неустойчивого равновесия, когда центр масс трактора «0» находится на одной вертикале с линией опрокидывания;

- в начальный момент опрокидывания угловая скорость трактора $\dot{\beta}=0$;

- опрокидывание трактора происходит после замыкания упоров горизонтального шарнира рамы;

- энергия удара при падении трактора на почву воспринимается верхним углом кабины;

- деформация шин и опорной поверхности в процессе опрокидывания не учитывается;

- изменение угла поворота за счет упругости рессор не учитывается;

- скольжение шин по наклонной поверхности склона отсутствует;

- опрокидывание заканчивается после удара кабины о грунт, когда угловая скорость $\dot{\beta}=0$.

Энергия при ударе трактора о грунт распределяется на:

- деформацию кабины (каркаса);

- деформацию грунта;

- демпфирование колес и других элементов трактора о грунт.

Поэтому основные принятые условия и допущения были направлены на то, чтобы большая часть энергии при моделировании воспринималась кабиной (каркасом), т.е. расчеты производились с некоторым запасом направленным на обеспечение безопасности работы оператора.

Исключение демпфирования колесами и другими элементами трактора о грунт до удара кабины достигалось выбором соответствующей высоты падения трактора, методика определения которой приведена ранее.

Начальная скорость $\dot{\beta}$ принималась равной нулю, так как по данным экспериментальных и теоретических исследований она незначительно отличается от нуля, а следовательно такое допущение не внесет большой ошибки в результаты исследований.

При расчете сил и моментов, действующих на трактор, целесообразно различать силы и моменты, являющиеся существенными переменными и силы и моменты, которые с малой погрешностью можно принять за постоянные.

Если считать углы поворота малыми углами, так что $\sin \beta = \beta$ и $\cos \beta = 1$, то дифференциальные уравнения интегрируются довольно просто и решения получаются удобными для исследования. Однако такое упрощение возможно только для углов $5 \dots 80$. При опрокидывании трактора до удара кабины о грунт угол β существенно больше указанной величины, а после – меньше. Следовательно, до удара кабины о грунт мы не сможем воспользоваться указанным упрощением при решении дифференциального уравнения.

В связи с тем, что конструкцией шарнирно-сочленённых машин предусматривается горизонтальный шарнир рамы, обеспечивающий изменение взаимного углового расположения сочлененных секций, в процессе бокового опрокидывания происходит изменение расположения центра тяжести машины относительно её главных осей X и Y . Горизонтальный шарнир сельскохозяйственных тракторов, как правило, оборудуется упорами, ограничивающими взаимный поворот секций до $30 \dots 450$. Учитывая, что опрокидывание тракторов с шарнирно-сочлененной рамой происходит после замыкания упоров горизонтального шарнира, при расчетах необходимо предварительно вычислить координаты центра тяжести в этом положении. Зная координаты центров тяжести передней ($X_{п}, h_{п}$) и задней ($X_{з}, h_{з}$) секции, высоту расположения горизонтального шарнира $h_{г}$, максимальный угол Ψ поворота секции до замыкания упоров горизонтального шарнира, массы передней $m_{п}$ и задней $m_{з}$ секций, общую эксплуатационную массу трактора M , можно определить координаты центра тяжести трактора ($X_{т}, Y_{т}$) при замкнутых упорах горизонтального шарнира по известным формулам:

$$\begin{cases} X_{т} = \frac{X_{п} \cdot m_{п} + X_{з} \cdot m_{з}}{M} \\ Y_{т} = \frac{h_{п} \cdot m_{п} + h_{з} \cdot m_{з}}{M} \end{cases} \quad (1)$$

После преобразований получим:

$$\begin{cases} X_T = \frac{(h_r + h_3) \cdot m_3 \cdot \sin \Psi}{M} \\ Y_T = \frac{h_{\Pi} \cdot m_{\Pi} + [h_r(1 - \cos \Psi + h_3 \cdot \cos \Psi)] \cdot m_3}{M} \end{cases} \quad (2)$$

В процессе опрокидывания можно выделить два этапа:

1-ый – свободное падение под действием силы тяжести до соприкосновения кабины с грунтом. При этом трактор осуществляет вращение вокруг точки «А» (рис 1). Опрокидывание начинается из положения неустойчивого равновесия, когда центр масс трактора «О» находится на одной вертикали с линией опоры.

2-ой этап – удар кабины о грунт. После окончания первого этапа (этапа разгона) на трактор действует сила F_g , которая создает тормозящий момент, препятствующий вращению. Второй этап заканчивается, когда угловая скорость β достигнет значения $\beta=0$.

Приведенная жесткость системы «кабина-грунт» рассчитывается по формуле:

$$C_g = \frac{C_k \cdot C_{гр}}{C_k + C_{гр}} \quad (3)$$

где: C_k – жесткость кабины (защитного устройства);

$C_{гр}$ – условная жесткость грунта.

Многочисленные исследования процесса сжатия почв, проведенные с помощью плотномера, показали, что в начальной фазе сжатия деформация растет пропорционально напряжению. На основании этого считалось возможным рассматривать почву, как линейно деформируемую среду.

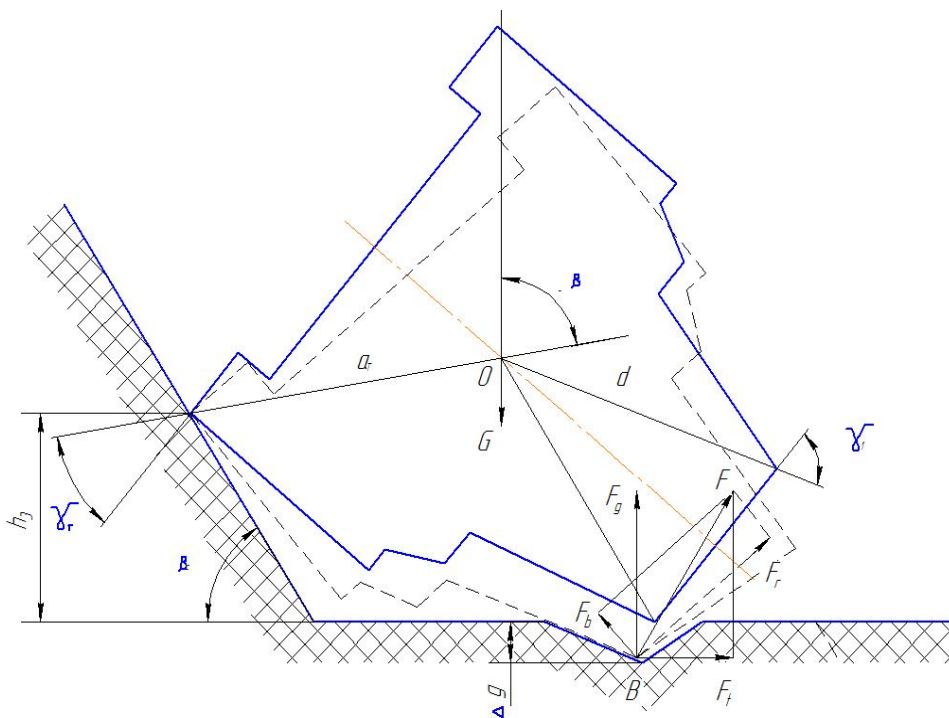


Рис. 1 – Опрокидывание трактора на склоне.

Тогда, нормальная реакция грунта может быть описана следующим уравнением при условии отсутствия деформации каркаса кабины:

$$F_{гр} = S \cdot k \cdot \Delta_{гр} = C_{гр} \cdot \Delta_{гр} \quad (4)$$

где: S – площадь воздействия кабины на грунт;
 $\Delta_{гр}$ – осадка грунта при отсутствии деформации кабины;
 k – коэффициент объемного сжатия почвы.

Площадь воздействия кабины на грунт (рис 2) приближенно определяется по формуле:

$$S = 2 \cdot \Delta_{гр} \cdot n \quad (5)$$

где: n – ширина кабины в верхней ее части над дверным проемом.

Осадка грунта $\Delta_{гр}$ определяется по формуле:

$$\Delta_{гр} = \mathcal{L} [d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1) + \alpha_T \cdot \sin \beta_1] \quad (6)$$

где: $\mathcal{L} = \beta - \beta_1$ – угол наклона трактора на втором этапе опрокидывания;

$d = \sqrt{(H - h)^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2}$ расстояние от продольной оси трактора, проходящей через центр инерции системы, до верхнего стыка кабины;

H – высота трактора;

h – высота центра тяжести трактора

α – ширина кабины в верхней ее части (над капотом);

$\gamma_T = \arcsin \frac{h}{\alpha_T}$ – угол, постоянный для данной конструкции трактора;

$\gamma_1 = \arcsin \frac{H-h}{\alpha_T}$ – угол, постоянный для данной конструкции трактора;

$\alpha_T = \sqrt{H^2 + \left(\frac{B+B}{2}\right)^2}$ – расстояние от продольной оси трактора, проходящей через центр инерции до точки опоры «А»;

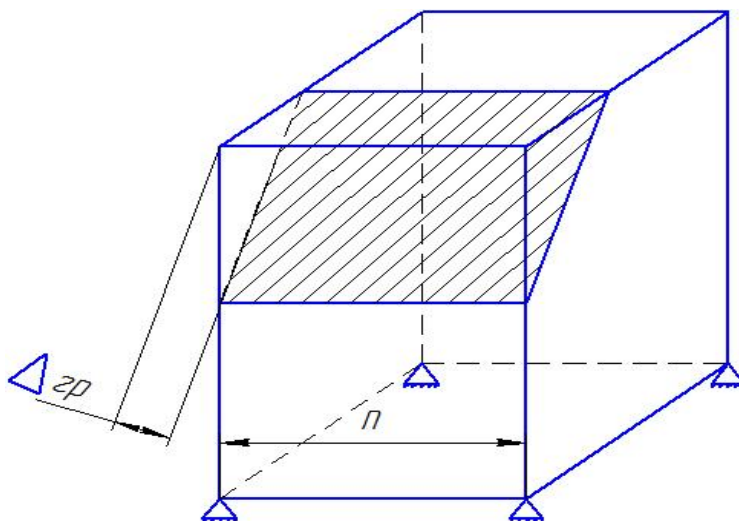


Рис. 2 Определение площади воздействия кабины трактора на грунт.

$$\beta_1 = \arccos \left\{ \sqrt{\frac{[\alpha_T - d \cos(\gamma_1 + \gamma_T)]^2 \cdot h_3^2}{[\alpha_T^2 + \alpha^2 - 2 \cdot \alpha_T \cdot d \cdot \cos(\gamma_1 + \gamma_T)]^2}} \cdot \frac{h_3^2 - \alpha^2 \cdot \sin(\gamma_1 + \gamma_T)}{\alpha_T^2 + \alpha^2 - 2 \cdot \alpha_T \cdot d \cdot \cos(\gamma_1 + \gamma_T)} - \frac{[\alpha_T - d \cdot \cos(\gamma_1 + \gamma_T)] \cdot h_3}{\alpha_T^2 + d^2 - 2 \cdot \alpha_T \cdot d \cdot \cos(\gamma_1 + \gamma_T)} \right\}$$

– угол наклона трактора в конце первого этапа опрокидывания;

где: h_3 – высота падения трактора;
 B – ширина колеи трактора;
 b – ширина колес трактора;

Учитывая, что :

$$\Delta g = \Delta_{гр} - \Delta_k \quad (7)$$

$$F_g = F_{гр} - F_k \quad (8)$$

получим

$$\Delta_k = \Delta_{гр} \frac{C_{гр} - C_g}{C_k - C_g} = \Delta_{гр} \frac{C_{гр}^2}{C_k^2} \quad (9)$$

где: Δ_g – деформация грунта с учетом деформации кабины;
 Δ_k – деформация кабины.

Вследствие вышеизложенного реакции грунта с учетом деформации кабины могут быть описаны следующими уравнениями:

- нормальная составляющая

$$F_g = A_1 \cdot \mathcal{L}^2 + A_2 \cdot \mathcal{L}^3 \quad (10)$$

- тангенциальная составляющая

$$F_t = \mu_1 \cdot F_g \quad (11)$$

где μ_1 – коэффициент трения между кабиной и грунтом;

$$A_1 = 2 \cdot n \cdot k \cdot [d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1) + \alpha_T \cdot \sin \beta_1]^2 \quad (12)$$

$$A_2 = \frac{4 \cdot n^2 \cdot k^2}{C_k} \cdot [d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1) + \alpha_T \cdot \sin \beta_1]^3 \quad (13)$$

Дифференциальным уравнением опрокидывания трактора на склоне будет уравнение для угла опрокидывания β . Приравняв инерционный момент к сумме действующих моментов, согласно рис. 4.1, можно записать:

$$\begin{aligned} J_A \cdot \ddot{\beta} &= M \cdot g \cdot \alpha_T \cdot \sin \beta, t \in [0; t_1] \\ J_A \cdot \ddot{\beta} &= M \cdot g \cdot \alpha_T \cdot \sin \beta - F_t \cdot (h_3 + \Delta_g) - \\ &- F_g [\alpha_t \cdot \sin \beta + d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1)], t \in [t_1; t_2] \end{aligned} \quad (14)$$

4.2. Решение дифференциального уравнения опрокидывания трактора на склоне.

Движение на первом этапе описывается уравнением

$$J_A \cdot \ddot{\beta} = M \cdot g \cdot \alpha_T \cdot \sin \beta, t \in [0; t_1] \quad (15)$$

с начальными уравнениями

$$\begin{cases} t_0 = 0 \\ \beta_0 = 0 \\ \dot{\beta}_0 = 0 \end{cases} \quad (16)$$

Уравнение (4.15) можно записывать в виде

$$\ddot{\beta} = K \cdot \sin \beta \quad (17)$$

где

$$K = \frac{M \cdot g \cdot \alpha_T}{J_A} \quad (18)$$

В уравнении (4.17) делаем подстановку

$$\dot{\beta} = Q; \ddot{\beta} = Q \frac{dQ}{d\beta} \quad (19)$$

Применяя указанную подстановку, получим

$$Q \frac{dQ}{d\beta} = K \cdot \sin \beta$$

или

$$Q dQ = K \cdot \sin \beta d\beta$$

Проведя интегрирование, получим для начальных условий (4.16)

$$\int_0^Q Q dQ = \int_0^\beta K \cdot \sin \beta d\beta$$

или

$$Q = \pm \sqrt{2 \cdot K \cdot (1 - \cos \beta)} \quad (20)$$

Возвращаясь к замене переменной (4.19), имеем

$$\dot{\beta} = \pm \sqrt{2 \cdot K \cdot (1 - \cos \beta)} \quad (21)$$

или

$$\frac{d\beta}{\sqrt{1 - \cos \beta}} = \sqrt{2 \cdot K} \cdot dt \quad (22)$$

Если в начальный момент опрокидывания угловая скорость будет иметь некоторое значение $\dot{\beta}_0 \neq 0$, то уравнение (4.21) примет вид

$$\dot{\beta} = \sqrt{2 \cdot K \cdot (1 - \cos \beta) + \beta_0^2} \quad (23)$$

Энергия поглощаемая кабиной при ударе о грунт во многом определяется величиной угловой скорости $\dot{\beta}_1$ в конце первого этапа опрокидывания. Следовательно, представляет интерес влияние угловой скорости в начале

первого этапа опрокидывания на её изменение к концу этого этапа. Начальная угловая скорость практически не оказывает влияния на угловую скорость в конце этапа. Аналогичный характер изменения угловой скорости наблюдается и при варьировании моментом инерции. Вследствие этого допущение сделанное ранее можно считать правомочным.

Таблица 1 – Угловая скорость $\dot{\beta}_1$, 1/с

Масса трактора, кг	Угловая скорость в начале первого этапа $\dot{\beta}_0$, 1/с			
	0	1	2	3
6000	7,2247	7,2936	7,4964	7,8228
8000	8,4021	8,4021	8,5788	8,8654
10000	9,3270	9,3805	9,5390	9,7976
12000	10,2170	10,4110	10,4110	10,6480

Интегрируя (22) при начальных условиях (16) и учитывая, что

$$\cos \beta = 1 - 2 \cdot \left(\sin \frac{\beta}{2} \right)^2$$

левую часть уравнения (4.22) можно переписать

$$\int_0^{\beta} \frac{d\beta}{\sqrt{2} \cdot \sin \frac{\beta}{2}} \quad (24)$$

Введем замену под знаком интеграла полагая, что

$$\frac{\beta}{2} = \eta \quad (25)$$

Откуда

$$\beta = 2 \cdot \eta \quad (26)$$

$$d\beta = 2 \cdot d \cdot \eta \quad (27)$$

Подставив (4.26) и (4.27) в (4.24) можно переписать

$$\frac{2}{\sqrt{2}} \int_0^{\eta} \frac{d\eta}{\sin \eta} \quad (28)$$

известно, что:

$$\int \frac{dx}{\sin x} = \ln \left| \tan \frac{x}{2} \right| \quad (29)$$

После проведения преобразований уравнение (22) можно записать в виде

$$\ln \left| \tan \frac{\beta}{4} \right| = \sqrt{K} \cdot t \quad (30)$$

Окончательное выражение имеет вид

$$\beta = 4 \cdot \text{актан} e^{\sqrt{K}t} - \pi \quad (31)$$

Движение на втором этапе опрокидывания описывается уравнением

$$J_A \cdot \ddot{\beta} = M \cdot g \cdot \alpha_T \cdot \sin \beta - F_t \cdot (h_3 + \Delta_g) - F_g [\alpha_t \cdot \sin \beta + d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta)], t \in [t_1; t_2] \quad (32)$$

$$\begin{cases} t_0 = t_1 \\ \beta_0 = \beta_1 \\ \dot{\beta}_0 = \dot{\beta}_1 \end{cases} \quad (33)$$

После подстановки

$$\begin{aligned} F_t &= \mu_1 \cdot F_g \\ F_g &= A_1 \cdot \mathcal{L}^2 + A_2 \cdot \mathcal{L}^3 \\ \beta &= \beta_1 + \mathcal{L} \\ \Delta_g &= \Delta_{\text{гр}} - \Delta_{\text{к}} \end{aligned}$$

а также учитывая, что $\mathcal{L} < 5 \dots 8^\circ$ и используя известную из тригонометрии формулу разложения синуса суммы двух углов уравнения (32) запишем в виде:

$$\ddot{\mathcal{L}} = B_0 + \mathcal{L} \cdot B_1 + \mathcal{L}^2 \cdot B_2 + \dots + \mathcal{L}^6 \cdot B_6 \quad (34)$$

где

$$B_0 = \frac{M \cdot g \cdot \alpha_T \cdot \sin \beta_1}{J_A} \quad (35)$$

$$B_1 = \frac{M \cdot g \cdot \alpha_T \cdot \cos \beta_1}{J_A} \quad (36)$$

$$\begin{aligned} B_2 &= -\frac{2 \cdot n \cdot k}{J_A} \cdot [\alpha_T \cdot \sin \beta_1 + d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1)]^2 \cdot \\ &\cdot [\mu_1 \cdot h_3 + \alpha_T \cdot \sin \beta_1 + d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1)] \end{aligned} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} B_3 &= -\frac{2 \cdot n \cdot k}{J_A} \cdot [\alpha_T \cdot \sin \beta_1 + d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1)]^2 \cdot [\mu_1 \cdot h_3 + \alpha_T \cdot \sin \beta_1 + d \cdot \\ &\sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1)] \cdot \left\{ \frac{2 \cdot n \cdot k}{C_K} \cdot [\alpha_T \cdot \sin \beta_1 + d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1)] \cdot [\mu_1 \cdot h_3 + \alpha_T \cdot \right. \\ &\sin \beta_1 + d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1) - \mu_1 \cdot d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1) - \mu_1 \cdot \alpha_T \cdot \sin \beta_1] + \alpha_T \cdot \\ &\left. \cos \beta_1 - d \cdot \cos(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1) \right\} \end{aligned} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} B_4 &= \frac{4 \cdot n^2 \cdot k^2}{J_A \cdot C_K} \cdot [\alpha_T \cdot \sin \beta_1 + d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1)]^3 \cdot \{ \mu_1 \cdot [\alpha_T \cdot \cos \beta_1 + d \cdot \\ &\sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1) - d \cdot \cos(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1)] \} \end{aligned} \quad (39)$$

$$B_5 = \frac{8 \cdot n^3 \cdot k^3}{J_A \cdot C_K^2} \cdot [\alpha_T \cdot \sin \beta_1 + d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1)]^5 \quad (40)$$

$$B_6 = \frac{16 \cdot n^4 \cdot k^4 \cdot \mu_1}{J_A \cdot C_K^3} \cdot [\alpha_T \cdot \sin \beta_1 + d \cdot \sin(\gamma_T + \gamma_1 - \beta_1)]^6 \quad (41)$$

Решение уравнения (34) будем искать в виде ряда разложенного по степеням $(t - t_0)$, то есть в виде

$$\mathcal{L} = \mathcal{L}_0 + C_1 \cdot (t - t_0) + C_2 \cdot (t - t_0)^2 + \dots + C_n \cdot (t - t_0)^n + \dots \quad (42)$$

Множители C_1, C_2, \dots, C_n найдем по методу неопределенных коэффициентов.

Согласно формуле (42) и учитывая начальные условия, получаем

$$\mathcal{L} = C_1 \cdot t + C_2 \cdot t^2 + \dots + C_8 \cdot t^8 \quad (43)$$

Дифференцируя (43) находим

$$\dot{\mathcal{L}} = C_1 + 2 \cdot C_2 \cdot t + 3 \cdot C_3 \cdot t^2 + \dots + 8 \cdot C_8 \cdot t^7 \quad (44)$$

$$\ddot{\mathcal{L}} = 2 \cdot C_2 + 6 \cdot C_3 \cdot t + 12 \cdot C_4 \cdot t^2 + \dots + 56 \cdot C_8 \cdot t^6 \quad (45)$$

Подставив (45) и (43) в (34), получаем

$$2 \cdot C_2 + 6 \cdot C_3 \cdot t + 12 \cdot C_4 \cdot t^2 + \dots + 56 \cdot C_8 \cdot t^6 = B_0 + B_1 \cdot (C_1 \cdot t + C_2 \cdot t^2 + \dots + C_8 \cdot t^8) + B_2 \cdot (C_1 \cdot t + C_2 \cdot t^2 + \dots + C_8 \cdot t^8)^2 + \dots + B_6 \cdot (C_1 \cdot t + C_2 \cdot t^2 + \dots + C_8 \cdot t^8)^6 \quad (46)$$

Приравнявая коэффициенты при одинаковых степенях t , получаем соотношение

$$\left\{ \begin{array}{l} 2 \cdot C_2 = B_0; 6 \cdot C_3 = B_1 \cdot C_1; 12 \cdot C_4 = B_1 \cdot C_1^3; 20 \cdot C_5 = B_1 \cdot C_3 + B_2 \cdot 2 \cdot C_1 \cdot C_2 + \\ + B_3 \cdot C_1^3; 30 \cdot C_6 = B_1 \cdot C_4 + B_2 \cdot (2 \cdot C_1 \cdot C_3 + C_3^2) + 3 \cdot B_3 \cdot C_1^2 \cdot C_2 + B_4 \cdot C_1^4; 42 \cdot C_7 = \\ B_1 \cdot C_5 + B_2 \cdot (2 \cdot C_1 \cdot C_4 + 2 \cdot C_2 \cdot C_3) + B_3 \cdot (2 \cdot C_1^2 \cdot C_3 + 3 \cdot C_1 \cdot C_2^2) + B_4 \cdot 3 \cdot C_1^3 \cdot C_2 + \end{array} \right. \quad (46)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} + B_5 \cdot C_1^5; 58 \cdot C_8 = B_1 C_6 + B_2 \cdot (2 \cdot C_1 \cdot C_5 + 2 \cdot C_2 \cdot C_4 + C_3^2) + B_3 \cdot (3 \cdot C_1^3 \cdot C_4 + \\ + 6 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 + C_2^3) + B_4 \cdot (4 \cdot C_1^3 \cdot C_3 + 6 \cdot C_1^2 \cdot C_2^2) + B_5 \cdot 5 \cdot C_1^4 \cdot C_2 + B_6 \cdot C_1^6 \end{array} \right. \quad (47)$$

Исходя из начальных условий и уравнения (44), получаем

$$C_1 = \dot{\beta}_1 \quad (48)$$

Из (47) и (48) последовательно находим коэффициенты:

$$C_2 = \frac{B_0}{2} \quad (49)$$

$$C_3 = \frac{\dot{\beta}_1 \cdot B_1}{6} \quad (50)$$

$$C_4 = \frac{1}{12} \left(\frac{B_0 \cdot B_1}{2} + \dot{\beta}_1^2 \cdot B_2 \right) \quad (51)$$

$$C_5 = \frac{\dot{\beta}_1}{20} \left(\frac{B_1^2}{6} + B_0 \cdot B_2 + \dot{\beta}_1^3 \cdot B_3 \right) \quad (52)$$

$$C_6 = \frac{B_1}{360} \cdot \left(\frac{B_0 \cdot B_1}{2} + \dot{\beta}_1^2 \cdot B_2 \right) + \frac{B_2}{30} \cdot \left(\frac{\dot{\beta}_1^2 \cdot B_1}{3} + \frac{B_0^2}{4} \right) + \frac{\dot{\beta}_1^2 \cdot B_0 \cdot B_3}{20} + \frac{\dot{\beta}_1^4 \cdot B_4}{30} \quad (53)$$

$$C_7 = \frac{\dot{\beta}_1 \cdot B_1}{840} \cdot \left(\frac{B_1^2}{6} + B_0 \cdot B_2 + \dot{\beta}_1^3 \cdot B_3 \right) + \frac{\dot{\beta}_1 \cdot B_2}{252} \cdot \left(\frac{3 \cdot B_0 \cdot B_1}{2} + \dot{\beta}_1^2 \cdot B_2 \right) + \frac{\dot{\beta}_1 \cdot B_3}{84} \cdot \left(\dot{\beta}_1 \cdot B_1 + \frac{3}{2} \cdot B_0^2 \right) + \frac{\dot{\beta}_1^3 \cdot B_0 \cdot B_4}{28} + \frac{\dot{\beta}_1^5 \cdot B_5}{42} \quad (54)$$

$$C_8 = \frac{B_1}{560} \cdot \left[\frac{B_1}{36} \cdot \left(\frac{B_0 \cdot B_1}{2} + \dot{\beta}_1^2 \cdot B_2 \right) + \frac{B_3}{3} \cdot \left(\frac{\dot{\beta}_1^2 \cdot B_1}{3} + \frac{B_0^2}{4} \right) + \frac{\dot{\beta}_1 \cdot B_0 \cdot B_3}{2} + \frac{\dot{\beta}_1^4 \cdot B_4}{3} \right] + \frac{B_2}{112} \cdot \left[\frac{\dot{\beta}_1^2}{5} \cdot \left(\frac{B_1^2}{6} + B_0 \cdot B_2 + \dot{\beta}_1^2 \cdot B_3 \right) + \frac{B_0}{6} \cdot \left(\frac{B_0 \cdot B_1}{2} + \dot{\beta}_1^2 \cdot B_2 \right) + \frac{\dot{\beta}_1^2 \cdot B_1}{18} \right] + \frac{B_3}{224} \cdot \left(\frac{5 \cdot \dot{\beta}_1 \cdot B_0 \cdot B_1}{2} + \dot{\beta}_1^4 \cdot B_2 + \frac{B_0^3}{2} \right) + \frac{B_4 \cdot \dot{\beta}_1^2}{56} \cdot \left(\frac{2 \cdot \dot{\beta}_1^2 \cdot B_1}{3} + \frac{3 \cdot B_0^2}{2} \right) + \frac{5 \cdot \dot{\beta}_1^5 \cdot B_0 \cdot B_5}{112} + \frac{\dot{\beta}_1^6 \cdot B_6}{56} \quad (55)$$

Искомое решение имеет вид

$$\beta = \beta_1 + C_1 \cdot t + C_2 \cdot t^2 + \dots + C_8 \cdot t^8 \quad (56)$$

Приведенные выше формулы дают математическое определение положения трактора, как функции времени, с учетом изменения ряда параметров: размеров и массы трактора, возникающего при опрокидывании момента инерции, высоты и угла падения трактора, коэффициента трения между кабиной и грунтом и т.п.

Список источников

1. Амельченко П.А., и др., Колесный трактор для работ на склоне – К.: М.: Машиностроение – 1978г. 248 стр.
2. Кириенко Н.М. Об оценке деформации кабин по результатам прочностных испытаний. Зерноград – 1981г. стр.132-137.
3. Кириенко Н.М., Дорошенко М.А. Использование натурального опрокидывания тракторов для оценки динамической устойчивости. УКР. НИИНТИ, Харьков №82-67, стр. 74.

Анотація

МОДЕЛЮВАННЯ І ОПРОКИДУВАННЯ ТРАКТОРА НА СХИЛІ

Кірієнко М., Зінченко О., Винокуров М.

Для правильного проектування каркаса захисних кабін необхідні відомості про кінематиці процесу перекидання трактора, динамічному впливі при цьому каркаса й ґрунту, зонах прикладання навантажень, величинах енергії поглинаються кабіною.

З цією метою виконано математичне моделювання процесу перекидання на схилі.

Abstract

MODELING AND ROLLOVER TRACTOR HILLSIDE

N. Kiriienko, A. Zinchenko, N. Vinokurov.

For proper design of protective frame cabins necessary information about the kinematics of the process of overturning tractor dynamic action in this frame and ground areas where loads are the values of the energy absorbed by the unit. To this end, mathematical simulation of the process of overturning on the slope.

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ

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

ТЕХНІЧНІ НАУКИ

Випуск 148

«МЕХАНІЗАЦІЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА»

Харків 2014

УДК 631.171
ББК 40.71

Друкується за рішенням вченої ради Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка від 27.02.2014 р., протокол № 6

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

Редакційна колегія:

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

Технічний секретар: **Жиліна О.О.**

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

Наукове фахове видання
Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка
Випуск 148

«Механізація сільськогосподарського виробництва»

ISBN 5-7987-0176 X

© Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2014 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.

ЗМІСТ

ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ТОКА ЗЕРНОВОГО ПОТОКА В БАРАБАННОМ СКАЛЬПЕРАТОРЕ	5
<i>Богданович С.А.</i>	
РАСЧЁТ КОЛЕБАНИЙ МЕХАНИЗМОВ С ПЕРЕМЕННОЙ МАССОЙ ЗВЕНЬЕВ МЕТОДОМ ВБК	9
<i>Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.</i>	
ДО РОЗРАХУНКУ КОЛИВАНЬ МЕХАНІЗМІВ ПРИ СПІЛЬНІЙ ДІЇ СИЛ СУХОГО І В'ЯЗКОГО ТЕРТЯ	19
<i>Бурлака В.В., Ольшанський В.П., Малець О.М.</i>	
КРОК ГРАБЛИН ПІДБИРАЛЬНОГО БАРАБАНА ПРЕС-ПІДБИРАЧА ТА ЩІЛЬНІСТЬ РУЛОНУ ЛЬОНОТРЕСТИ І ЇЇ ПОШКОДЖЕННЯ В УПАКОВЦІ	24
<i>Лімонт А.С., Климчук В.М.</i>	
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТАНІВ І ПЕРЕХОДІВ РІЗУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ СОШНИКІВ ПРЯМОГО ПОСІВУ ПІД ДІЄЮ ЗОВНІШНІХ ФАКТОРІВ СЕРЕДОВИЩА	32
<i>Бойко А.І., Павлюченко І.С.</i>	
ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ВИДІЛЕННЯ НАСІННЯ БАКЛАЖАНІВ ПЛАНЕТАРНОЮ МАШИНОЮ З ОБГРУНТУВАННЯМ ЇЇ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ	38
<i>Думенко К.М., Шевченко К.С.</i>	
ПОЛИЦЕВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ НА ТЕХНІЧНОМУ ЕТАПІ РЕКУЛЬТИВАЦІЇ ТЕХНОГЕННО ПОРУШЕНОГО ҐРУНТУ	43
<i>Волик Б.А., Козут І.М.</i>	
ПРОЦЕС УТВОРЕННЯ ПУЛЬПИ В КООРДИНАТНОМУ ГІДРОПНЕВМАТИЧНОМУ ВИСІВНОМУ АПАРАТІ	48
<i>Бойко В.Б.</i>	
РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РОЗМІРІВ ВЕРТИКАЛЬНОГО АСПІРАЦІЙНОГО КАНАЛУ СЕПАРАТОРА НАСІННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР	56
<i>Кюрчев С.В., Колодій О.С.</i>	
СПЕЦІАЛІЗОВАНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ ДЛЯ КОЛІЙНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА	63
<i>Кувачов В.П.</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ КУТОВИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ РАМИ ҐРУНТООБРОБНОЇ МАШИНИ ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОПЕРАЦІЇ	69
<i>Пастухов В.І., Скофенко С.М., Фесенко Г.В., Міленін А.М., Зиков В.В.</i>	

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЗЕРНОВИХ СІВАЛОК	77
<i>Пастухов В.І., Бакум М.В., Нікітін С.П., Михайлов А.Д., Абдуєв М.М., Кириченко Р.В., Яцук Д.А.</i>	
ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ НАСІННООЧИСНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ДООЧИЩЕННЯ ТА СОРТУВАННЯ НАСІННЯ КАПУСТИ	81
<i>Бакум М.В., Михайлов А.Д., Козій О.Б., Нікітін С.П., Шептур О.А.</i>	
ЗАКОНОМІРНОСТІ РУХУ ЧАСТОК В КВАЗІ ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ КАНАЛІ	90
<i>Бакум М.В., Ольшанський В.П., Кречот М.М.</i>	
ПОЛЬОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ СІВБИ ОГІРКІВ, ДИНЬ ТА КАВУНІВ	97
<i>Бакум М.В., Яцук Д.А.</i>	
ОБОСНОВАНИЕ МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ ПОЧВЕННОГО ПОСЕВНОГО СЛОЯ ДЛЯ СЕМЯН	102
<i>Морозов И.В., Морозов В.И.</i>	
ДО ОБГРУНТУВАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОЇ МЕХАНІЗОВАНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА КАРТОПЛІ В ЛІСОСТЕПОВІЙ ЗОНІ УКРАЇНИ	106
<i>Пастухов В.І., Бакум М.В., Яцук А.Д., Присяжний В.Г., Борис А.М., Могильна О.М., Муравйов В.О.</i>	
РЕЗУЛЬТАТИ ЛАБОРАТОРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНО-ДИСКОВОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА ПРИ ВИСІВІ ДРІБНОГО НАСІННЯ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР	114
<i>Кириченко Р.В., Лосєв Є.В.</i>	
ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОГО СЕПАРАТОРА З НАХИЛЕНИМ ПОВІТРЯНИМ КАНАЛОМ	122
<i>Харченко С.О., Бакум М.В., Абдуєв М.М., Кречот М.М., Винокуров М.О., Сіняєва О.В.</i>	
РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СТЕБЕЛ ВІВСА	128
<i>Бакум М.В., Кириченко О.В., Кириченко В.О., Вотченко О.С.</i>	
ЛАБОРАТОРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ВИБРАЦИОННОГО УДАРНО-ФРИКЦИОННОГО СЕПАРАТОРА С МАЛОГАБАРИТНЫМИ ДЕКАМИ	135
<i>Шептур А.А., Обыхвост А.В., Михайлов А. Д.</i>	
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ РОТАЦІЙНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З ҐРУНТОМ	141
<i>Бєловол С.А.</i>	
СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПНЕВМОСЕПАРИРОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ В ПНЕВМОСЕПАРИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ	150
<i>Тищенко Л.Н., Харченко С.А., Борщ Ю.П., Абдуєв М.М.</i>	

ВИЗНАЧЕННЯ ДОДАТКОВОГО ПРИБУТКУ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА	159
<i>Мельник В.І., Циганенко М.О., Анікєєв О.І.</i>	
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФРОНТА ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ, НАХОДЯЩИХСЯ В СТВОРЕ ВАЛКОВАТЕЛЯ В ПРОЦЕССЕ ФОРМИРОВАНИЯ ВАЛКА	165
<i>Мельник В.И., Романашенко А.А.</i>	
К ПОСТРОЕНИЮ УРАВНЕНИЙ ДИНАМИКИ СТАЦИОНАРНЫХ ПОТОКОВ В ПСЕВДООЖИЖЕННОМ ЗЕРНОВОМ СЛОЕ НА СТРУКТУРНЫХ ВИБРОРЕШЕТКАХ	181
<i>Харченко С.А.</i>	
ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РАСТРУБА МОБІЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗАХИСТУ РОСЛИН ВІД РАДІАЦІЙНИХ ЗАМОРОЗКІВ	186
<i>Рудницька Г.В.</i>	
УДОСКОНАЛЕННЯ ЖИВИЛЬНОГО УСТРОЮ ШНЕКОВОЇ МАШИНИ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ВНЕСЕННЯ СИПУЧИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ	191
<i>Фесенко Г.В., Сівцов О.В., Сівцов Ю.В.</i>	
ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЛІПКОСТІ ҐРУНТУ НА ЗСУВ ..	195
<i>Калюжний О.Д., Рудницький Є.М.</i>	
ОЦІНКА КЛЮЧОВИХ ФАКТОРІВ ТРАНСФЕРУ ТЕХНОЛОГІЙ В ГАЛУЗІ РОСЛИННИЦТВА	199
<i>Тимчук В.М., Токарь І.В., Осінова Л.С.</i>	
АНАЛІЗ ЕТАПІВ РОСТУ І РОЗВИТКУ РОСЛИНИ ЯК ОСНОВА ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ КОМПЛЕКСІВ МАШИН ТА ЇХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ	204
<i>Зубко В.М.</i>	
МОДЕЛЮВАННЯ ТОЧНОСТІ ПРИ ОБРОБЦІ НА ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ	209
<i>Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В., Пенъов О.В., Мирненко Ю.П.</i>	
СТІЙКІСТЬ МЕТАЛОРИЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ	215
<i>Юдовинський В. Б., Кюрчев С. В., Пенъов О. В., Мирненко Ю.П.</i>	
ЛЕЗВІЙНА ОБРОБКА ІНСТРУМЕНТАМИ НА ОСНОВІ НАДТВЕРДИХ МОДИФІКАЦІЙ НІТРИДУ БОРУ	219
<i>Сушко О.В.</i>	
КІНЦЕВЕ РОЗКИСЛЕННЯ СТАЛЕЙ ДЛЯ ПОКОВОК	225
<i>Буніна Л.М.</i>	
РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЧОТИРИЛОПАТЕВОГО ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЧА ДОБРИВ	230
<i>Кобець А.С., Науменко М.М., Пономаренко Н.О.</i>	

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЧОТИРИЛОПАТЕВОГО ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЧА МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ	239
<i>Кобець А.С., Науменко М.М., Пономаренко Н.О.</i>	
ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ И ПАРАМЕТРОВ РОТОРНО-ПУЛЬСАЦИОННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ЖИДКИХ УДОБРЕНИЙ	244
<i>Войтюк В.Д., Борхаленко Ю.А.</i>	
ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МТА НА ОСНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ	250
<i>Чигрин А.Г., Чигрина С.А.</i>	
К УРАВНЕНИЮ ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ	254
<i>Бредихін В.В.</i>	
ОГЛЯД УКРАЇНСЬКОГО РИНКУ ТРАКТОРІВ ПОТУЖНІСТЮ 260-390 к.с.	258
<i>Антощенков В.М., Антощенков Р.В., Гуртов А.П., Станіславенко Д.В.</i>	
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАГЛЯДОВОСТІ ПАРАМЕТРІВ РУХУ МОБІЛЬНИХ МАШИН ПРИ ДИНАМІЧНИХ ВИПРОБУВАННЯХ	263
<i>Артёмов М.П.</i>	
ДО РОЗРОБКИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НЕЛІНІЙНОЇ ДИНАМІКИ МОБІЛЬНИХ МАШИН	268
<i>Антощенков Р.В.</i>	
ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МОТОАГРЕГАТОВ	273
<i>Овсянников С.И.</i>	
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГОНАСИЧЕНОГО ТРАКТОРА В АГРЕГАТІ З СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЮ МАШИНОЮ ЗМІННОЇ МАСИ	280
<i>Шуляк М.Л.</i>	
МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ ТРАКТОРА С ДВУХОСНЫМ ПРИЦЕПОМ БЕЗ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС	286
<i>Холодов М.П.</i>	
ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВИХ ПОКАЗНИКІВ БЛОЧНО-МОДУЛЬНИХ ТЯГОВО-ПРИВОДНИХ АГРЕГАТІВ	295
<i>Макаренко М.Г., Макаренко О.М., Григораши О. Г.</i>	
ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАКТОРІВ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ ЇХ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ	304
<i>Макаренко М.Г., Макаренко О.М., Григораши О. Г.</i>	
ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ЗА РАХУНОК ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ	311
<i>Сандомирський М.Г.</i>	

НАДІЙНІСТЬ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВЗ, ПРАЦЮЮЧИХ НА РІЗНИХ ВИДАХ ПАЛИВА	314
<i>Кюрчев С.В., Юдовинский В.Б., Коломоєць В.А.</i>	
ВИТРАТИ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДАХ	321
<i>Шушляпін С.В., Шевченко І.О.</i>	
СТАБІЛЬНІСТЬ ТА КЕРОВАНІСТЬ ОДНОВІСНОГО ПРИЦЕПУ	328
<i>Поляшенко С.О., Єсіпов О.В., Алексєєнко К.П.</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИСТОСОВАНОСТІ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЯ ДО ОПЕРАЦІЙ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ	335
<i>Льченко В.Ю., Пономаренко Н.О.</i>	
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОСЕПАРИРОВАНИЯ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ НА НЕПЕРФОРИРОВАННЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ	342
<i>Лукьяненко В.М.</i>	
АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ ОБЕЗКРИЛЕННЯ НАСІННЯ ХВОЙНИХ ПОРІД	349
<i>Лук'яненко В.М., Галич І.В.</i>	
СУЧАСНІ СХЕМИ І КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОІЗОЛЮЮЧИХ ПІДВІСОК СІДІНЬ ОПЕРАТОРІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	356
<i>Лук'яненко В.М., Жиліна О.О., Кісь В.М.</i>	
ТРАЄКТОРІЇ РУХУ КУЛІ В ПОВІТРЯНОМУ ПОТОЦІ МІЖ ПОХИЛИМИ ПЛОЩИНАМИ, ЩО КОЛИВАЮТЬСЯ	362
<i>Завгородній О.І., Сіняєва О.В.</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІТЧИЗНЯНИХ ТА ЗАРУБІЖНИХ КОМБАЙНІВ	371
<i>Мазнева Г.Г.</i>	
МЕТОД МОБІЛЬНОГО ВИМІРЮВАННЯ ВІБРАЦІЇ	379
<i>Цаніді І.М., Толстенко О.В.</i>	
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ВЕНТИЛИРОВАНИЯ ПЛОДОВ И ОВОЩЕЙ В ПЛОТНОМ СЛОЕ	382
<i>Котов Б.И., Грищенко В.А.</i>	
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ МІКРОНІЗАЦІЇ ЗЕРНА ПРИ ЗМІНІ ПОТУЖНОСТІ ВИПРОМІНЮВАЧІВ ЗА КООРДИНАТОЮ	388
<i>Котов Б.І., Калініченко Р.А., Кифяк В.В.</i>	
ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ	395
<i>Листопад І.О., Кісь В.М.</i>	

ВПЛИВ ДОЗИ ПІДСТИЛКИ НА ВИХІД ГНОЇВКИ ПРИ УТРИМАННІ ВЕЛИКОЇ РОГАТОЇ ХУДОБИ	399
<i>Голуб Г.А., Швець Р.Л.</i>	
АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ ПЕРЕБУВАННЯ ТА НАВАНТАЖЕННЯ НА МЕТАНТЕНК	405
<i>Скляр О.Г., Скляр Р.В.</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ТОРЦЮВАННЯ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ БУРЯКОРІЗАЛЬНИХ НОЖІВ	412
<i>Фабричнікова І.А.</i>	
МЕТРОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИРОБНИЦТВА	419
<i>Листопад І. О., Кісь В.М., Гладченко В. Я.</i>	
БАГАТОКАНАЛЬНИЙ ДОЗАТОР ДЛЯ РІДКИХ ЗАСОБІВ ХІМІЗАЦІЇ	425
<i>Мельник В.І., Шерстюк В.С., Рідний Р.В., Лук'яненко О.В.</i>	
К ВОПРОСУ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ВИБРОСЕПАРИРОВАНИЯ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ, ИМЕЮЩИХ ПОВЫШЕННЫЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА	428
<i>Лукьяненко В.М., Никифоров А.А.</i>	
ИССЛЕДОВАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	433
<i>Листопад И.А., Ткаченко Д.И.</i>	
УДОСКОНАЛЕННЯ ПРАЦЕОХОРОННОЇ РОБОТИ В НАВЧАЛЬНО-ВИХОВНОМУ ПРОЦЕСІ АГРАРНИХ ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ	442
<i>Войналович О.В., Кірієнко М.М., Присяжна Л.П.</i>	
ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПУТЁМ КОНТРОЛЯ ПРЕДЕЛЬНЫХ УГЛОВ НАКЛОНА	449
<i>Дубинин Е.А., Полянский А.С., Задорожня В.В., Костенко А.Ю.</i>	
ВИКОРИСТАННЯ ЧАСОВИХ РЯДІВ У ПРОГНОЗУВАННІ ТРАВМАТИЗМУ	454
<i>Кірієнко М.М., Присяжна Л.П., Сметанкін В.О., Шерстюк В.С., Гречко Т.Ю.</i>	
ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ПЕРЕРОБКИ РІДКОГО ГНОЮ	459
<i>Присяжна Л.П., Шерстюк О.В., Переверзева Л.М., Рідна К.Р., Штобе П.В.</i>	
ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ВЕЙВЛЕТ ТА ФРАКТАЛЬНОГО АНАЛІЗУ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ РИЗИКУ ВИРОБНИЧОГО ТРАВМАТИЗМУ	465
<i>Д'яконов В.І., Д'яконов О.В., Третьяков О.В.</i>	

<p>КОНЦЕПЦІЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ЗАСОБІВ БЕЗПЕКИ ДЛЯ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛІВ</p> <p><i>Д'яконов В.І., Дьяконов О.В., Курченко Я.Г., Данова К. В., Малишева В. В., Фесенко Г.В., Скрипник О.С., Бокатова М.І.</i></p>	472
<p>КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА НОМЕНКЛАТУРИ ДЕТАЛЕЙ, ЯКІ ВИЗНАЧАЮТЬ РЕСУРС МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ЇЇ БЕЗПЕКУ</p> <p><i>Лузан С.О.</i></p>	478
<p>ВПЛИВ ГОМОГЕННОЇ КРИСТАЛІЗАЦІЇ НА БЕЗПЕКУ ОБ'ЄКТІВ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ</p> <p><i>Кірієнко М.М., Швайка А.В., Третьяков О.В.</i></p>	486
<p>ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВАХТОВИХ СЕЛИЩ</p> <p><i>Д'яконов В.І., Дьяконов О.В., Курченко Я.Г., Фесенко Г.В.</i></p>	492
<p>НОВЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ О ФУНКЦИОНИРОВАНИИ КЛЕТОК В ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОЛЯХ И ЭЛЕКТРОМАГНИТНАЯ ТЕРАПИЯ</p> <p><i>Черепнев И.А., Дьяконов В.И.</i></p>	497
<p>ВИКОРИСТАННЯ ВИПАДКОВИХ МАРКОВСЬКИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ ОЦІНКИ РИЗИКУ ВИНИКНЕННЯ НЕБАЖАНИХ ПОДІЙ НА ВИРОБНИЦТВІ</p> <p><i>Ткаченко І.О.</i></p>	508
<p>ОЦІНКА ПОЖЕЖНОГО РИЗИКУ ДЛЯ СПОРУД ВИРОБНИЧОГО ПРИЗНАЧЕННЯ</p> <p><i>Д'яконов В.І., Кусов О.В., Фесенко Г.В., Білим П.А., Миронович В.В.</i></p>	514
<p>АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ БЕЗОПАСНЫМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ ДИФФУЗИОННОГО ОТДЕЛЕНИЯ САХАРНОГО ПРОИЗВОДСТВА</p> <p><i>Ляшенко С.А.</i></p>	530
<p>НАТУРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШУМОВОГО РЕЖИМУ НА ТЕРИТОРІЇ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ М. ПОЛТАВА</p> <p><i>Д'яконов В.І., Дьяконов О.В., Курченко Я.Г., Абракітов В.Е., Нікітченко О.Ю., Шерзад Р.Х.</i></p>	527
<p>ОРГАНІЗАЦІЯ САМОСТІЙНОЇ ТА НЕАУДИТОРНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ ПІД ЧАС ВИВЧЕННЯ КОМПЛЕКСУ ДИСЦИПЛІН «ОХОРОНА ПРАЦІ»</p> <p><i>Кліценко Г.Г.</i></p>	532
<p>МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПРОКИДЫВАНИЕ ТРАКТОРА НА СКЛОНЕ</p> <p><i>Кириенко Н.М., Зинченко А.А., Винокуров Н.А.</i></p>	539

ВІСНИК
ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

Випуск 148

“Механізація сільськогосподарського виробництва”

Відповідальний за випуск: Харченко С.О.

Редактори: Харченко С.О., Пастухов В.І., Лебедєв А.Т., Лук'яненко В.М.,
Кірієнко М.М.

Комп'ютерна верстка: Коршунов К.С., Галич І.В., Кашин Д.В., Курченко Я.Г.,
Сировицький К.Г., Ящук Д.А.

Підписано до друку 14.03.2014. Здано до набору 14.03.2013.
Формат 60×84 1/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Офсетний друк. Умов. друк. арк. 26,7
Тираж 300 примірників

Роздруковано у друкарні ФОП Сегаль І.М.
61050, Харків, пл. Руднева, 4
Зам. № 26/8, тел. (057) - 7579382