

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Заснований в 1971 р.

Випуск 38

КІРОВОГРАД 2008

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / КНТУ, 2008, випуск 38, 1 — 296.

В збірнику викладені питання розрахунку і конструювання, удосконалення конструкцій, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського машинобудування. Описані результати досліджень технологій виробництва, надійності та довговічності машин. Дані практичні рекомендації по використанню результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування.

Збірник розрахований на наукових і інженерно-технічних робітників науково-дослідних інститутів, ВНЗ, конструкторських організацій і промислових підприємств.

Рекомендовано до друку вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол № 2 від 20 жовтня 2008 р.

Редакційна колегія: Бойко А.І., д.т.н., проф.; Гамалій В.Ф., д.ф.-м.н., проф.; Зіновік М.А., д.х.н., проф.; Косінов М.М., к.т.н., доц. (відповідальний секретар); Носуленко В.І. д.т.н., проф.; Павленко І.І., д.т.н., проф.; Петренко М.М., к.т.н., проф. (заст. відп. редактора); Слободян С.М., д.с.-г.н., проф.; Черновол М.І., д.т.н., проф. (відповідальний редактор).

Адреса редакційної колегії: 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 390-426, 390-532, 390-472, 55-10-49.

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

Збірник включений ВАК України в перелік спеціалізованих видань з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 1999р.).

Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Випуск 38

ISBN 966-7822-58-3

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 1988 від 19.01.96

© Кіровоградський національний технічний університет, 2008

В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, чл.-кор. УААН,

Национальный аграрный университет, г.Киев

М.И. Черновол, проф., д-р техн. наук, чл.-кор. УААН,

Н.А. Свирень, проф., канд. техн. наук,

Кировоградский национальный технический университет

Теоретические исследования роторного ботвосрезающего аппарата

Исследовано и проанализировано технологический процесс работы роторного ботвосрезающего аппарата с горизонтальной осью вращения перпендикулярной к оси строки корнеплодов. Составлены новые дифференциальные уравнения взаимодействия дугообразного ножа ротора с пучком ботвы сахарной свеклы

роторный барабан с горизонтальной осью вращения, номограмма, скорость резания, уравнение движения конца ножа, дифференциальное уравнение прямолинейного движения пучка ботвы

Применение массового срезания ботвы кроме безусловных преимуществ, таких как простота конструкции устройств, которые могут его осуществить, и высокая производительность работы, имеет и существенные недостатки. Так, отсутствие индивидуального подхода к обрезанию ботвы с каждого корнеплода приводит к тому, что с одних корнеплодов некачественно срезается ботва (что имеет место для корнеплодов, которые расположены низко, или ниже поверхности почвы), со вторых (которые выступают над уровнем поверхности почвы) наоборот – отрезается и удаляется значительная масса головки корнеплода. Ботва, которая срезана аппаратами массового срезания, которые имеют горизонтальную ось вращения, не всегда пригодна для дальнейшего использования, поскольку она слишком измельчена (из-за повторных срезов). Указанные аппараты в процессе работы могут захватывать частицы почвы и пыль, которая также ухудшает качество срезанной массы ботвы. Использование ботвосрезающих аппаратов такого принципа со значительной шириной захвата также снижает качество их работы, поскольку при этом значительно ухудшается копирование поверхности почвы, особенно в поперечном направлении. Фактически в пределах ширины захвата осуществляется только копирование среднего уровня поверхности почвы (т.е. уровня, который определяется неровностями поверхности двух междурядий), а не самой поверхностью, которая образована головками корнеплодов.

Наиболее распространенным ботвосрезающим аппаратом массового срезания является аппарат роторного барабана с горизонтальной осью вращения, которая в процессе работы перпендикулярна к оси строки корнеплодов. Срезающие ножи у него установлены шарнирно и осуществляют вращение в вертикальных плоскостях.

Рассмотрим рабочий процесс такого ботвосрезающего аппарата (рис. 1), используя основные положения, изложенные в [1].

Пусть барабан радиуса r вращается с угловой скоростью ω вокруг оси, которая поступательно движется в горизонтальном направлении со скоростью V_M . Движение ножей является встречно-вращательным. Важнейшим моментом при этом является установление траектории движения концов ножей барабана, которые находятся на радиусах R , при их вращении вокруг оси барабана при поступательном перемещении ботвосрезающей машины.

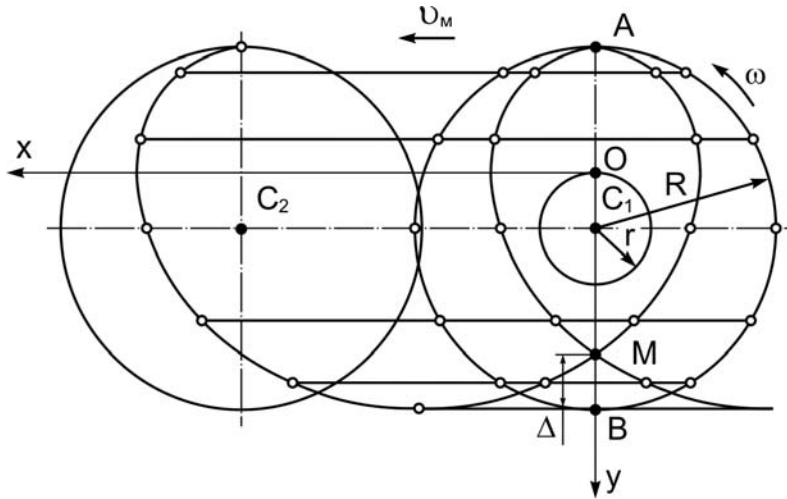


Рисунок 1 – Траектория движения ножей роторного ботвосрезающего аппарата

Пусть ротор из положения 1 переместился в положение 2 (т.е. центр барабана C_1 занял положение C_2). Отследим траекторию движения одного из ножей ротора, который шарнирно закреплен в точке O и имеет конец – точку A . С точкой O свяжем плоскую прямоугольную систему координат xOy . Концы лезвий ножей барабана (в том числе и точка A) в абсолютном движении перемещаются по удлинненным циклоидам, которые в принятой системе координат будут иметь такие параметры:

$$\left. \begin{aligned} x &= r(\omega t - \lambda \sin \omega t), \\ y &= r(1 - \lambda \cos \omega t). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\lambda = \frac{R}{r}$ – отношение радиуса конца лезвия к радиусу барабана;

r – радиус барабана, м;

R – радиус концов лезвий ножей ротора, м;

ω – угловая скорость ротора, c^{-1} .

Как видим из траектории движения точки A , неравномерность среза ботвы Δ отвечает длине отрезка BM на схеме, которая может быть определена таким соотношением

$$\Delta = R + r - OM. \quad (2)$$

Отрезок OM является координатой узловой точки M при $x = 0$, т.е.

$$OM = r(1 - \lambda \cos \omega t_o), \quad (3)$$

где ωt_o – наименьший плюсовой корень трансцендентного уравнения

$$\frac{\omega t_o}{\lambda} = \sin \omega t_o. \quad (4)$$

Корни уравнения (4) (кроме очевидного $\omega t = 0$) могут быть определены графически. Они отвечают точкам пересечения прямых $\frac{\omega t}{\lambda}$ с синусоидой $y = \sin \omega t$.

С учетом изложенного, уравнения (2) окончательно можно записать в таком виде

$$\Delta = R(1 + \cos \omega t_o). \quad (5)$$

Решим уравнение (5) и подадим графически в виде номограммы (рис. 2), которая дает возможность определить неравномерность высоты среза для любых параметров роторного ботвосрезающего аппарата.

Определим неравномерность среза ботвы по высоте при разных параметрах роторного ботвосрезающего аппарата. Например, если ботвосрезающий аппарат движется с поступательной скоростью $V_M = 2,0 \text{ м/с}$ и круговая скорость концов его ножей равняется $V_o = 44,7 \text{ м/с}$, то при диаметре ротора $D = 570 \text{ мм}$ неравномерность среза будет составлять $2,7 \text{ мм}$.

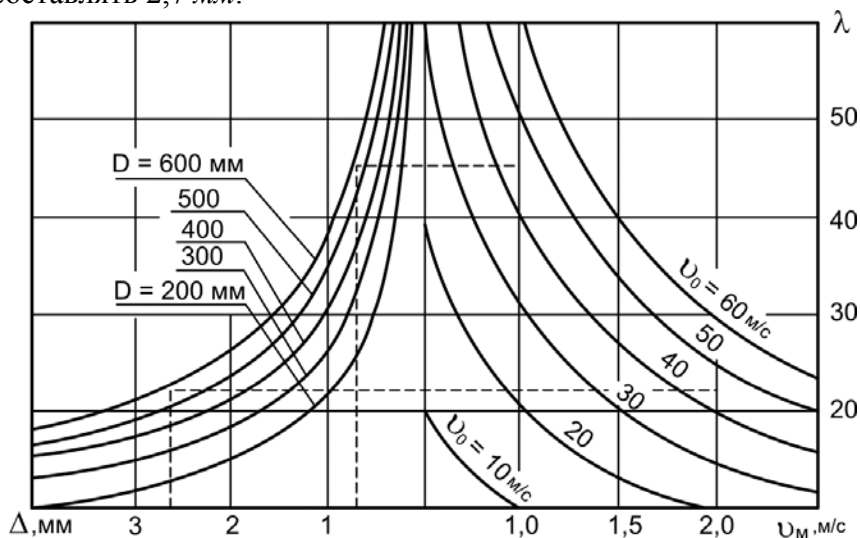


Рисунок 2 – Номограмма для определения параметров роторных ботвосрезающих аппаратов

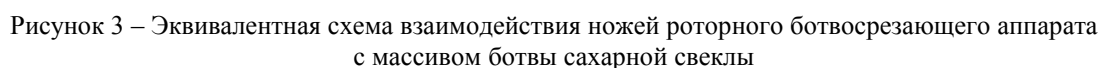
Таким образом, в ботвосрезающих аппаратах роторного типа, при достаточно высокой скорости резания, неравномерность высоты среза, которая определяется траекторией движения концов ножей, является незначительной.

Теоретические расчеты скорости резания ботвы сахарной свеклы ботвосрезающими аппаратами роторного типа можно считать аналогичными расчетам, которые касаются косилок с ротационным режущим аппаратом [2]. Проведем такие расчеты для роторного ботвосрезающего аппарата, который осуществляет бесподпорный бескопирный сплошной срез ботвы сахарной свеклы. Предметом такого исследования будет также определение зоны резания ботвы в зависимости от кинематических и конструктивных параметров ротационного ботвосрезающего аппарата, условия полного перерезания пучка ботвы при одноразовом столкновении с лезвием ножа дугообразной формы и аналитическое определение других конструктивных параметров режущего аппарата. Для этого, прежде всего, составим эквивалентную схему взаимодействия ножей ротационного ботвосрезающего аппарата с пучками ботвы. Рассмотрим ботвосрезающий аппарат в продольно-вертикальной плоскости и представим его в виде ротора, на периферии которого расположены дугообразные ножи, установленные шарнирно (рис. 3).

Ротор движется поступательно (направление скорости $\bar{V}_M$ поступательного движения показано стрелкой) и одновременно вращается (с угловой скоростью ω) в направлении, которое совпадает с направлением поступательного перемещения. При этом ось ротора (на схеме точка O) установлена на высоте H_1 над уровнем поверхности почвы. Ротор движется вдоль строки корнеплодов сахарной свеклы, в которых высота расположения ботвы над уровнем поверхности почвы обозначена через H . Ротор выполняет сплошной срез ботвы на установленной высоте h над уровнем поверхности почвы. Проведем через центр ротора (точка O) прямоугольную плоскую декартову систему координат Oxy , у которой ось x совпадает с направлением поступательного движения ротора, а ось y направлена книзу. Покажем на эквивалентной схеме дугообразный нож 1 в наиболее низком положении ротора (точка O_1), при котором он

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= v_M t + R \sin \omega t, \\ y_1 &= R \cos \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где v_M – поступательная скорость движения ботвосрезающей машины;
 R – радиус ротора к кромке лезвия;
 ω – угловая скорость ротора.



Рассмотрим дальше движение второго ножа ротора. Соседний нож 2, который расположен на роторе сразу за ножом 1 и смещен по длине круга ротора на величину центрального угла α , опишет точно такую же кривую, но смещенную в направлении вектора $\vec{v}_M$ на величину x_b (поскольку нож 2 начинает срезание ботвы в точке b). При этом центр ротора (точка O) переместится поступательно на величину $v_M t_b$. Таким образом, величина x_b будет равняться:

где α – центральный угол между двумя соприкасающимися, но такими, что двигаются по одному следу, ножами 1 и 2;

Уравнения движения конца ножа 2 с учетом (6), как видим из рис. 3, в параметрической форме будут иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= v_M t + R \sin(\omega t - \alpha), \\ y_2 &= R \cos(\omega t - \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Траекторией конца ножа 2 будет кривая bc .

Определив траектории O_1a и bc движения двух соседних ножей (1 и 2) ротора, есть возможность определить зону срезания S двух ножей по длине срезания. В проекции на ось x зона срезания S равняется:

$$S = x_c - x_b, \quad (9)$$

где x_c – абсцисса точки c , т.е. точки конца срезания.

Абсциссу x_c точки c конца резания определим следующим образом. Если H – высота пучка ботвы, H_1 – высота установления оси ротора над уровнем поверхности почвы, а δ – величина, которая равняется $\delta = H_1 - H$, тогда координата y_c точки c конца срезания будет равняться:

$$y_c = \delta = R \cos(\omega t_c - \alpha), \quad (10)$$

откуда находим

$$\cos(\omega t_c - \alpha) = \frac{\delta}{R} \quad (11)$$

и окончательно определяем из (11) время t_c :

$$t_c = \frac{1}{\omega} \left[\alpha + \arccos\left(\frac{\delta}{R}\right) \right]. \quad (12)$$

Теперь, для момента времени $t = t_c$, используя (8), определяем абсциссу x_c . Она будет равняться:

$$x_c = v_M t_c + R \sin(\omega t_c - \alpha). \quad (13)$$

Дальше, возведем в квадрат обе части выражения (11), что будет равняться $\cos^2(\omega t_c - \alpha) = \frac{\delta^2}{R^2}$, тогда:

$$\sin(\omega t_c - \alpha) = \sqrt{1 - \cos^2(\omega t_c - \alpha)} = \sqrt{1 - \frac{\delta^2}{R^2}} = \frac{\sqrt{R^2 - \delta^2}}{R}. \quad (14)$$

Подставляя выражения (12) и (14) в (13), будем иметь:

$$x_c = \frac{v_M}{\omega} \left[\alpha + \arccos\left(\frac{\delta}{R}\right) \right] + \sqrt{R^2 - \delta^2}. \quad (15)$$

Подставим (15) и (7) в (9), окончательно получим значение длины зоны срезания S :

$$\begin{aligned} S &= \frac{v_M}{\omega} \left[\alpha + \arccos\left(\frac{\delta}{R}\right) \right] + \sqrt{R^2 - \delta^2} - \frac{v_M \alpha}{\omega} = \\ &= \frac{v_M}{\omega} \arccos\left(\frac{\delta}{R}\right) + \sqrt{R^2 - \delta^2}. \end{aligned} \quad (16)$$

Определим дальше величину проникновения лезвия дугообразного ножа в пучок ботвы в процессе его первого столкновения с пучком ботвы. Для этого рассмотрим взаимодействие отдельного пучка ботвы условного диаметра d , расположенного на головке корнеплода, и отдельного дугообразного ножа, который вращается с угловой скоростью ω вместе с ротором (рис. 4). При этом последовательно рассматриваем движение пучка ботвы, которая имеет одну степень свободы и приведенную массу $m_{np.}$, и движение дугообразного ножа, который имеет приведенную массу $M_{np.}$. Отсчет начала движения пучка ботвы под действием удара лезвия дугообразного ножа начинается от вертикали, проведенной через точку O , которая определяет положение

недеформированного пучка ботвы. Через точку O проведем горизонтальную ось x . Примем такое предположение, что перемещение приведенной массы $m_{np.}$ пучка ботвы

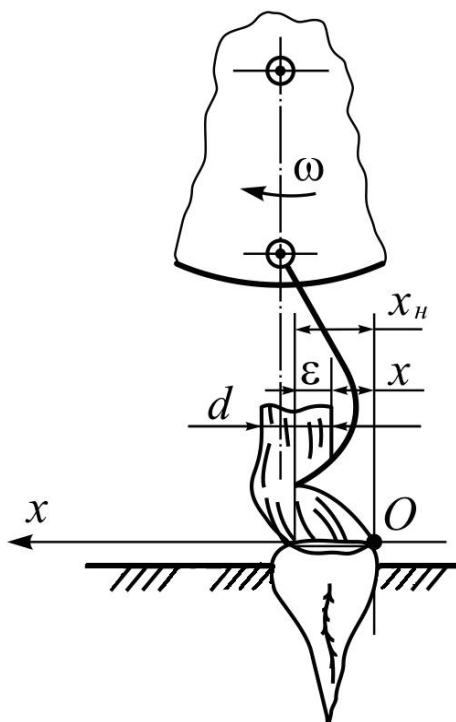


Рисунок 4 – Схема взаимодействия дугообразного ножа с пучком ботвы сахарной свеклы

и приведенной массы $M_{np.}$ лезвия дугообразного ножа во время удара будут прямолинейными на всем участке срезания. Тогда пучок ботвы отклонится от начального положения (точка O) на расстояние x , а конец лезвия дугообразного ножа переместится на расстояние x_n . Таким образом, для определения величины проникновения лезвия ножа в пучок ботвы необходимо отдельно составить дифференциальные уравнения движения приведенной массы пучка ботвы и приведенной массы дугообразного ножа, для определения их законов перемещений, а потом рассмотреть разность этих перемещений, которая и будет величиной проникновения ϵ ножа в пучок ботвы.

Составим дифференциальное уравнение прямолинейного движения пучка ботвы, которое будет иметь такой вид (рис. 4):

$$m_{np.} \ddot{x} = P(\epsilon) - cx, \quad (17)$$

где $m_{np.}$ – масса пучка ботвы, приведенная к точке удара;

x – прямолинейное перемещение приведенной массы $m_{np.}$;

$P(\epsilon)$ – сила, которая действует на пучок ботвы со стороны ножа, которая зависит от величины ϵ проникновения ножа в пучок;

cx – сила упругого сопротивления изгиба пучка ботвы.

Для решения уравнения необходимо определить значение силы $P(\epsilon)$. Зависимость силы P от ϵ обычно носит нелинейный характер. Однако, как показали предыдущие исследования [2], для определения силы $P(\epsilon)$ можно исходить из следующего выражения:

$$P(\epsilon) = P_{cp.} = \frac{A}{d}, \quad (18)$$

где $P_{cp.}$ – средняя сила резания;

A – работа, необходимая для поперечного перерезания пучка ботвы;

d – диаметр пучка ботвы.

Подставляя (18) в (17), будем иметь такое уравнение движения пучка ботвы при срезании дугообразным ножом:

$$m_{np} \ddot{x} + c x = P_{cp}. \quad (19)$$

Проинтегрируем полученное дифференциальное уравнение (19). Очевидно, что общее решение однородного дифференциального уравнения имеет следующий вид:

$$x_{одн.} = C_1 \sin \sqrt{\frac{c}{m_{np}}} t + C_2 \cos \sqrt{\frac{c}{m_{np}}} t. \quad (20)$$

Найдем частичное решение неоднородного дифференциального уравнения. По виду правой части уравнения (19) можно написать:

$$x_{част.} = M,$$

где M – неопределенная константа.

Подставив данное решение в уравнение (19), получим:

$$M = \frac{P_{cp.}}{c}. \quad (21)$$

Итак, частичное решение неоднородного дифференциального уравнения будет:

$$x_{част.} = \frac{P_{cp.}}{c}.$$

Таким образом, общее решение дифференциального уравнения (19) имеет такой вид:

$$x = C_1 \sin \sqrt{\frac{c}{m_{np}}} t + C_2 \cos \sqrt{\frac{c}{m_{np}}} t + \frac{P_{cp.}}{c}. \quad (22)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 находим по следующим начальным условиям: при $t = 0$: $x = 0$, $\dot{x} = 0$ ($C_1 = 0$, $C_2 = -\frac{P_{cp.}}{c}$).

В результате получим окончательное выражение, которое описывает перемещение приведенной массы m_{np} пучка ботвы в любой момент времени t :

$$x = \frac{P_{cp}}{c} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{c}{m_{np}}} t \right). \quad (23)$$

Для нахождения закона движения дугообразного ножа необходимо составить дифференциальное уравнение его прямолинейного движения на участке срезания. Данное дифференциальное уравнение будет иметь такой вид:

$$M_{np} \ddot{x}_н = -P_{cp.} + \mu (\upsilon_н t - x_н), \quad (24)$$

где M_{np} – приведенная масса ножа (масса ножа, которая приведена к точке удара лезвия об пучок ботвы);

$x_н$ – перемещение приведенной массы ножа;

$\upsilon_н$ – критическая скорость поступательного перемещения ножа, при которой возможен бесподпорный срез свободно стоящих пучков ботвы;

$\upsilon_н t$ – перемещение кромки лезвия ножа в момент времени t при отсутствии столкновения с пучком ботвы, когда нож находится в радиальном положении;

$(\upsilon_н t - x_н)$ – отклонение ножа от радиального его положения вследствие столкновения с пучком ботвы в процессе срезания;

μ – коэффициент пропорциональности (интенсивность нагрузки, которая действует на нем при отклонении его на единицу длины).

Второй член правой части уравнения (24) представляет собой усилие, которое возникает при отклонении ножа от радиального положения из-за наличия центробежной силы.

Проинтегрируем дифференциальное уравнение (24). Для этого перепишем данное уравнение следующим образом:

$$\ddot{x}_n + \frac{\mu}{M_{np.}} x_n = -\frac{P_{cp.}}{M_{np.}} + \frac{\mu v_n}{M_{np.}} t. \quad (25)$$

Составив для данного дифференциального уравнения необходимое характеристическое уравнение и определив его корни, можно записать общее решение однородного дифференциального уравнения:

$$x_{n\text{одн.}} = C_1 \sin \sqrt{\frac{\mu}{M_{np.}}} t + C_2 \cos \sqrt{\frac{\mu}{M_{np.}}} t. \quad (26)$$

Частичное решение неоднородного дифференциального уравнения будем искать в виде:

$$x_{n\text{част.}} = At + B, \quad (27)$$

где A и B – неопределенные коэффициенты.

Подставив выражение (27) в выражение (25), находим, что $A = v_n$, $B = -\frac{P_{cp.}}{\mu}$.

Ведь:

$$x_{n\text{част.}} = v_n t - \frac{P_{cp.}}{\mu}. \quad (28)$$

Тогда общее решение уравнения (25) будет иметь такой вид:

$$x_n = C_1 \sin \sqrt{\frac{\mu}{M_{np.}}} t + C_2 \cos \sqrt{\frac{\mu}{M_{np.}}} t + v_n t - \frac{P_{cp.}}{\mu}. \quad (29)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 также находим при следующих начальных условиях: при $t = 0$: $x_n = 0$, $\dot{x}_n = v_n$ ($C_1 = 0$, $C_2 = P_{cp.} / \mu$).

В результате получаем закон движения дугообразного ножа роторного ботвосрезающего аппарата в таком виде:

$$x_n = v_n t - \frac{P_{cp.}}{\mu} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{\mu}{M_{np.}}} t \right). \quad (30)$$

Теперь, используя полученные выражения (23) (30), получаем возможность определить величину проникновения ε ножа в пучок ботвы (см. рис. 4):

$$\varepsilon = x_n - x,$$

или:

$$\varepsilon = v_n t - \frac{P_{cp.}}{\mu} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{\mu}{M_{np.}}} t \right) - \frac{P_{cp.}}{\mu} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{c}{m_{np.}}} t \right). \quad (31)$$

Полученное выражение (31) дает возможность определить условия полного срезания пучка ботвы диаметром d при первом столкновении лезвия дугообразного ножа с пучком ботвы.

Очевидно, что в этом случае необходимо, чтобы $\varepsilon = d$, а потому выражение (31) приобретет такой вид:

$$d = v_n t - \frac{P_{cp.}}{\mu} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{\mu}{M_{np.}}} t \right) - \frac{P_{cp.}}{\mu} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{c}{m_{np.}}} t \right). \quad (32)$$

Таким образом, выражение (32) дает возможность задавать такие

конструктивные и кинематические параметры роторного ботвосрезающего аппарата, при которых срез пучка ботвы происходит в процессе одноразового столкновения лезвия дугообразного ножа с пучком ботвы. Для срезания пучка ботвы необходимо, чтобы нож проник в пучок на величину его диаметра d прежде, чем изгиб всего пучка x превысит некоторое заданное значение $x_{кр.}$.

Характер решения уравнения (32) будет зависеть главным образом от закона изменения μ , поскольку $\mu = f(v_n)$.

Действительная круговая скорость ротора определяется из условия, что линейная скорость конца ножа должна быть больше критической скорости, необходимой для срезания свободно стоящих пучков ботвы:

$$v = \frac{\pi n R}{30} > v_n, \quad (33)$$

откуда

$$n > \frac{30 v_n}{\pi R}, \quad (34)$$

где R – радиус, или расстояние от оси вращения ротора к кромке лезвия дугообразного ножа.

Радиус ротора выбираем из условия, что размер зоны резания по вертикали не должен превышать величину R , т.е. $R > H - h$. Практически радиус ротора находится в пределах 300...350 мм [2].

Ширину дугообразного ножа принимаем, исходя из максимального диаметра $d_{\max}$ пучка ботвы:

$$B = d_{\max} + (30 \div 50), \text{ мм.} \quad (35)$$

Длина рабочей части ножа $O_1 e$ (см. рис. 3) определяется углом установки ножа τ . При уменьшении угла τ ухудшается сход срезанной массы ботвы с ножа, а при увеличении – значительно возрастает энергия на срезание и преодоление сопротивления воздуха. Экспериментальные исследования [2] показали, что целесообразно угол τ принимать в пределах 30...40°.

Если ботвоуборочная машина срезает массив ботвы без предыдущего наклона, то до конца фазы срезания на рабочей части ножа накапливаются срезанные кусочки ботвы за счет подпора еще не срезанных пучков, а потом под действием центробежных сил они сходят с поверхности ножа. Таким образом, на рабочей поверхности ножа должны поместиться все пучки ботвы, которые срезаются на участке S . Обозначим K – количество пучков ботвы на 1 м^2 ; $\sqrt{K}$ – количество пучков ботвы, размещенных на единице длины; N – количество пучков ботвы на длине S зоны резания; d – диаметр пучка ботвы.

Тогда:

$$O_1 e > N d = \sqrt{K} S d. \quad (36)$$

Определим число рядов ножей, которые проходят по одному следу. Если срезаются длинные, предварительно наклоненные стебли ботвы, или растительные частицы, то за длину срезания l можно принять линию ac . Связь l с числом рядов ножей z получим таким образом: поскольку

$$ac = l = \frac{v_M \alpha}{\omega}, \quad (37)$$

а

$$\alpha = \frac{2\pi}{z}, \quad (38)$$

это

$$l = \frac{2\pi v_M}{z\omega}, \quad (39)$$

отсюда

$$z = \frac{2\pi v_M}{l\omega}. \quad (40)$$

Если же срезаются прямостоящие пучки (стебли) ботвы, то согласно рис. 3 максимальная длина срезания по вертикали с достаточной для практических расчетов точностью также будет $ac = l$. Таким образом, и для данного случая можно пользоваться полученными выше соотношениями.

Рассмотрим дальше подробно уравнивание роторного ботвосрезающего аппарата и выбор параметров ножа.

Во время удара ножа по пучку ботвы со стороны последнего на нож будет действовать импульс силы S (рис. 5).

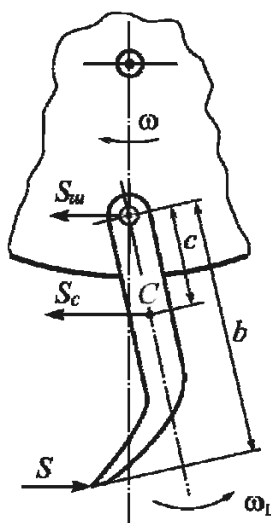


Рисунок 5 – Схема действия импульсов на дугообразный нож во время удара по пучку ботвы

Нож, отклоняясь в сторону, противоположную направлению вращения ротора, с переменной угловой скоростью ω_1 , создает противодействие ударному импульсу: импульсом в центре веса ножа S_C и импульсом в шарнире $S_{ш}$. Тогда дифференциальное уравнение вращения ножа относительно шарнира будет иметь такой вид:

$$J \frac{d\omega_1}{dt} = \sum_{i=1}^n M_i, \quad (41)$$

где J – момент инерции ножа относительно шарнира;

ω_1 – угловая скорость вращения ножа относительно шарнира;

$\sum_{i=1}^n M_i$ – сумма моментов всех внешних сил, которые действуют на нож относительно шарнира.

Если перейти к среднему ускорению, то выражение (41) можно представить в таком виде:

$$J \frac{\Delta\omega_1}{\Delta t} = M, \quad (42)$$

где $\Delta\omega_1 = \omega_1 - \omega_{10}$;

ω_{10} – начальная угловая скорость вращения ножа относительно шарнира;

$M = \sum_{i=1}^n M_i$ – главный момент всех внешних сил относительно шарнира.

Поскольку

$$\omega_{10} = 0, \quad (43)$$

имеем

$$\Delta\omega_1 = \omega_1. \quad (44)$$

Тогда выражение (42) можно записать следующим образом:

$$J\omega_1 = M \Delta t. \quad (45)$$

С небольшой погрешностью можно считать, что момент M является произведением силы P , которая действует на конец ножа во время удара ножа по пучку ботвы, на плечо этой силы относительно шарнира, т.е. на длину ножа:

$$M = P b. \quad (46)$$

Ведь выражение (45) можно записать так:

$$J\omega_1 = P b \Delta t = P \Delta t b = S b, \quad (47)$$

где $S = P \Delta t$ – ударный импульс силы P .

Тогда, как видно из схемы рис. 5, импульс S_{III} реакции шарнира дугообразного ножа будет равняться:

$$S_{III} = S - S_C, \quad (48)$$

где S_C – импульс силы, приведенный к центру веса дугообразного ножа.

Поскольку, учитывая (47),

$$S = \frac{J\omega_1}{b}, \quad (49)$$

а импульс S_C силы, приведенный к центру веса ножа, равняется количеству движения:

$$S_C = m v_C = m \omega_1 c, \quad (50)$$

где m – масса ножа;

v_C – линейная скорость центра веса дугообразного ножа, получим

$$S_{III} = \frac{J\omega_1}{b} - m \omega_1 c. \quad (51)$$

Ротор будет динамически уравновешен, если импульс реакции шарнира ножа равняется нулю ($S_{III} = 0$), т.е.

$$\left(\frac{J}{b} - mc \right) \omega_1 = 0, \quad (52)$$

или

$$\frac{J}{b} - mc = 0. \quad (53)$$

Поскольку $J = m \rho^2$, то можно записать

$$\frac{m \rho^2}{b} - mc = 0, \quad (54)$$

отсюда

$$\rho^2 = b c, \quad (55)$$

где ρ – радиус инерции дугообразного ножа.

Итак, ротор с дугообразными ножами роторного ботвосрезающего аппарата будет динамически уравновешен, если размеры и массу ножа выбрать таким образом, чтобы квадрат радиуса ρ инерции ножа равнялся произведению длины ножа на расстояние от центра его веса к шарниру подвески.

Вторым условием выбора механических и геометрических параметров ножа роторного ботвосрезающего аппарата является необходимость иметь в начальный момент максимальную скорость срезания. Это условие выполняется, если в момент встречи лезвия с пучком ботвы относительная скорость колебаний ножа совпадает с круговой скоростью ротора. Перерезание пучка ботвы происходит через каждый оборот ротора, поэтому для выполнения вышеприведенного условия нож за время одного оборота ротора $t_o = \frac{2\pi}{\omega}$ должен сделать $\frac{1}{2}, \frac{3}{2}, \frac{5}{2}$ и т.д. колебаний, т.е. время t_o и период T колебаний ножа должны быть связаны таким соотношением

$$\lambda T = \frac{2\pi}{\omega}, \quad (56)$$

где λ – плюсовое число $\left(\frac{1}{2}, \frac{3}{2}, \frac{5}{2}, \frac{7}{2} \dots\right)$.

Чтобы определить период колебаний T , необходимо найти закон колебательного движения дугообразного ножа под действием центробежной силы P , не учитывая при этом силы трения в шарнире ножа и в других сопротивлениях, которые усложняют задачу. Дифференциальное уравнение колебательного движения дугообразного ножа будет иметь следующий вид:

$$J_A \ddot{\varphi} = M_A(P) = -m R \omega^2 AB. \quad (57)$$

Знак минус показывает, что момент противоположен отклонению ножа от первоначального нейтрального положения и $R = OC$ (рис. 6). В свою очередь, $AB = AO \cdot \sin \gamma$. Из треугольника AOC по теореме синусов имеем:

$$\frac{AC}{\sin \gamma} = \frac{CO}{\sin(\pi - \varphi)}, \quad (58)$$

отсюда

$$\sin \gamma = \frac{AC}{CO} \sin(\pi - \varphi) = \frac{AC}{CO} \sin \varphi. \quad (59)$$

Для малых углов отклонения $\sin \varphi = \varphi$. В свою очередь, $AO = r$, расстояние AC обозначим через c . Тогда

$$\sin \gamma = \left(\frac{c}{R}\right) \sin \varphi, \quad (60)$$

Итак, дифференциальное уравнение (57) приобретет вид:

$$J_A \ddot{\varphi} = -m R \omega^2 r \sin \gamma, \quad (61)$$

или, учитывая (60):

$$J_A \ddot{\varphi} = -m c r \omega^2 \varphi. \quad (62)$$

Записав дифференциальное уравнение (62) в виде:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0, \quad (63)$$

находим значение k^2 :

$$k^2 = \frac{m c r \omega^2}{J_A}. \quad (64)$$

При этом, учитывая выражение (64), период колебаний дугообразного ножа будет равняться:

$$T = \frac{2\pi}{k} = \frac{2\pi}{\omega} \sqrt{\frac{J_A}{m c r}}. \quad (65)$$

Подставив полученное значение T в выражение (56), будем иметь:

$$\lambda \frac{2\pi}{\omega} \sqrt{\frac{J_A}{mcr}} = \frac{2\pi}{\omega}, \quad (66)$$

или

$$\lambda \sqrt{\frac{J_A}{mcr}} = 1. \quad (67)$$

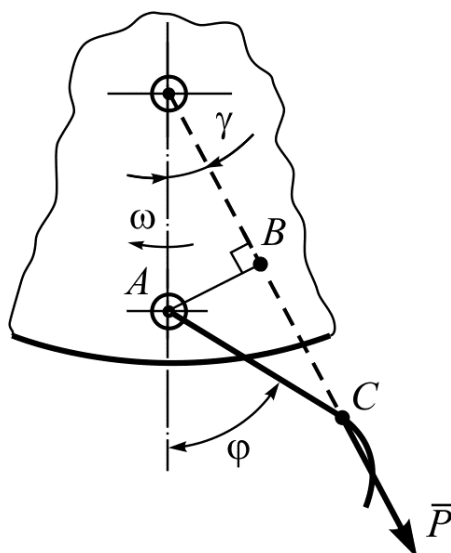


Рисунок 6 – Схема для определения периода колебаний дугообразного ножа ботвосрезающего аппарата

Таким образом, выполнение этого условия и обеспечит максимальную начальную скорость срезания пучка ботвы роторным ботвосрезающим аппаратом.

На основании всего вышеизложенного можно сделать такие выводы:

1. Используя основные положения теории бесподпорного бескопирного среза растительной массы, составлены основные теоретические предпосылки расчета ротационного ботвосрезающего аппарата ботвосрезающей машины.

2. Аналитически найдены зона срезания ботвы, величина проникновения лезвия дугообразного ножа в пучок ботвы, в частности условия полного среза пучка ботвы при одноразовом столкновении с ножом и другие условия, которые обеспечивают сплошной срез массива ботвы.

3. Аналитически найдены условия динамического уравнивания роторного ботвосрезающего аппарата. Определены условия выбора механических и геометрических параметров дугообразного ножа роторного ботвосрезающего аппарата, которые обеспечивают максимальную скорость срезания в начальный момент.

4. Используя полученные аналитические зависимости, есть возможность рассчитывать и проектировать новые конструкции ротационных срезающих аппаратов ботвосрезающих машин.

Дальнейшим усовершенствованием принципа массовой уборки ботвы является третий, комбинированный принцип, который фактически объединяет первые два принципа. При таком принципе осуществляется поэтапное срезание ботвы с головок корнеплодов, когда на первом этапе осуществляется массовое срезание ботвы аппаратами, которые обеспечивают слишком высокий срез, дальше аппараты с механизмами копирования обрезают головки корнеплодов (или дообрезчики пассивного типа отрезают головки) и, в конце концов, щетками окончательно доочищают головки корнеплода от остатков ботвы.

Список литературы

1. Хвостов В.А., Рейнгарт Э.С. Машины для уборки корнеплодов и лука (теория, конструкция, расчет). – М.: ВИСХОМ, 1995. – 391 с.
2. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: Учебник для вузов сельскохозяйственного машиностроения / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан-Шах; Под ред. Е.С. Босого. – 2-е изд., перераб., и доп. – М.: Машиностроение, 1997. – 568 с.
3. Брей В.В. Исследование и разработка механизированного процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы: Дис. ... канд. техн. наук. – К.: УСХА, 1972. – 196 с.
4. Сисолін П.В., Рибак Т.І., Сало В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. – Кн.2: Машини для рільництва / За ред. М.І. Черновола. – к.: Урожай, 2002. – 362 с.
5. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.

Досліджено і проаналізовано технологічний процес роботи роторного гичкорізаючого апарату з горизонтальною вісю обертання перпендикулярною до вісі стрічки коренеплодів. Складені нові диференціальні рівняння взаємодії дугоподібного ножа ротора з пучком гички цукрового буряка.

Investigational and analysed technological process of work rotor vehicle for cutting away of leaves vehicle with the horizontal ax of rotation of perpendicular to the ax line of root crops. Worked out new differential equations of co-operation of the arched knife of rotor with the bunch of leaves of sugar beet

Нова конструкція універсальної зернотукової сівалки

В статті викладено обґрунтування та вибір конструкції нової універсальної зернотукової сівалки, яка призначена для роботи у будь-яких господарствах України.

зернотукова сівалка, висівний апарат, сошник, універсальність, сімба

Під час перебудови в Україну завезено і навіть придбано сільгоспвиробниками значна кількість спеціальних імпортних зернових та зернотукових сівалок, які призначені для роботи, наприклад, тільки на легких ґрунтах, або виконувати тільки пряму сімбу на необробленому полі. Все це приводить до необґрунтованого збільшення парку сівалок в господарствах, а значить і до необґрунтованих витрат коштів. Ми вважаємо, що Україні потрібні не спеціальні громіздкі і дуже дорогі сівалки, а необхідні більш прості, універсальні сіялки, які б задовольняли в основному середні та дрібні фермерські господарства, яких в нашої державі сьогодні нараховується більше 40 тисяч.

На наш погляд, величина універсальності зернотукових сівалок визначається максимально можливим виконанням відповідних вимог сільських господарств в залежності від їхнього стану, розмірів і конфігурації полів, природнокліматичних умов регіону до якісної сівки сільськогосподарських культур.

Виходячи з цього ми пішли по шляху створення універсальної зернотукової сівалки, яка б могла виконувати сімбу зернових культур як на підготовленому полі під посів, так і, якщо необхідно, виконувати стерньову чи пряму сімбу.

В основу розробки було покладено таке принципове правило, яке полягає у тому, що необхідно не погіршувати технологію сівки заради, наприклад, підвищення продуктивності на посіві, а навпаки, поліпшити, або хоча б зберегти на досягнутому в агротехніці рівня якості сівки новими сівалками.

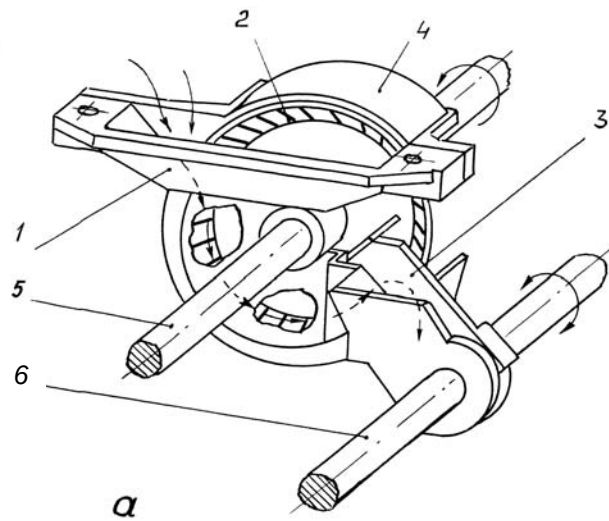
Що для цього було покладено, виходячи з власного досвіду створення сівалок і результатів досліджень багатьох науковців:

По-перше, схема сівалки обрана традиційною, триколісною, з розташуванням коліс усередині захвату сівалки, для забезпечення шеренгового з'єднання їх у багатосівалочні агрегати.

По-друге, у конструкцію нової сівалки для висіву насіння застосовані внутрішньорєбристі висівні апарати нової конструкції (рис. 1), що, по наших дослідженнях і випробуваннях, є кращими в порівнянні з катушковими по якості висіву, універсальності, надійності і простоті обслуговування.

По-третє, розроблені і застосовані нові долотоподібні сошники (рис. 2), особливістю яких є те, що за долотом встановлена формуюча п'ятка 4, що формує профіль борозни після долота, у яку висипається посівний матеріал (насіння і туки). Закінчує загортати насіння у ґрунт ущільнююча п'ятка 5, яка, за рахунок більшої ширини чим борозна, руйнує бічні стінки борозни, завдяки чому відбувається ущільнення більш вологого ґрунту разом з насіннями і цим самим забезпечується надійний контакт насіння з цим ґрунтом. Таким чином, послідовна дія на ґрунт долота, формуючої п'ятки та ущільнюючої п'ятки забезпечується якість загортання усього насіння на однакову глибину не залежно від стану поля і тим самою дозволяє оптимізувати норму висіву і не робити надмірної витрати насіння

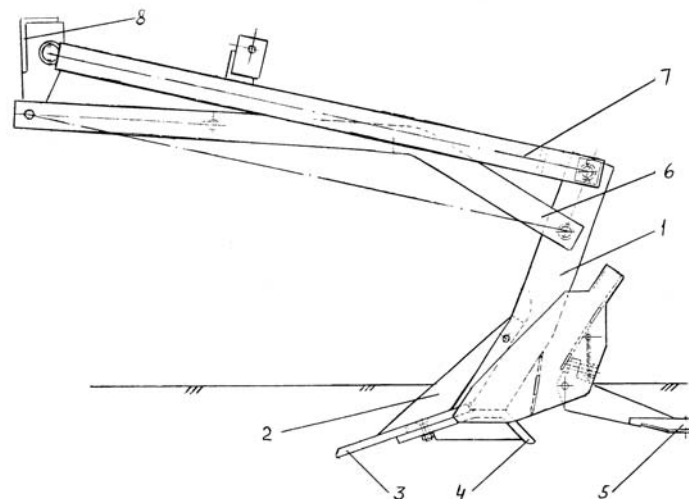
для забезпечення необхідної кількості рослин на гектарі за рахунок поліпшення польової схожості насіння і динаміці росту рослин.



1 – корпус; 2 – катушка; 3 – заслінка; 4 – кришка; 5 – вал катушок; 6 – вал заслінок.

Рисунок 1 – Внутришньорібистий висівний апарат

Стеблостій після такого посіву стає більш вирівняним по висоті.



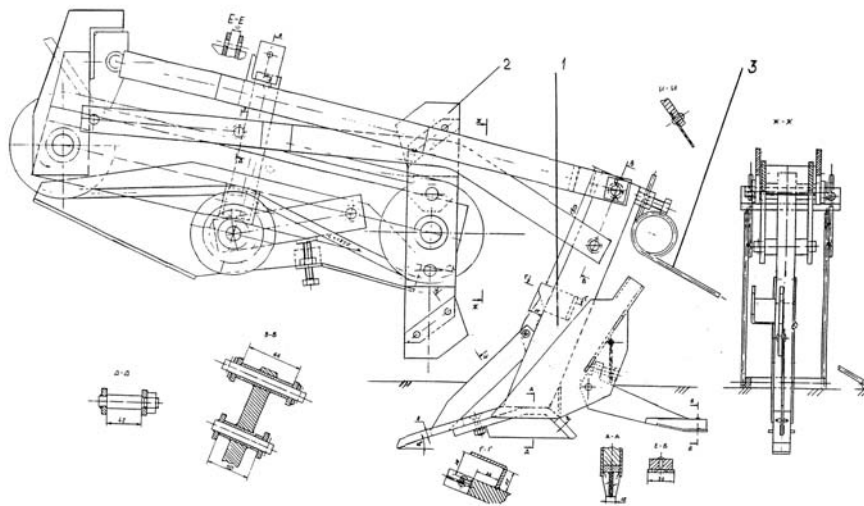
1 – стояк з лійкою; 2 – ніж; 3 – долото; 4 – формуюча п'ятка; 5 – ущільнююча п'ятка;
6 – нижній поводок; 7 – верхній поводок; 8 – сошниковий брус сівалки

Рисунок 2 – Новий долотоподібний сошник

По-четверте, при роботі сошників з гострим кутом входження в ґрунт, наприклад долотоподібних, на засмічених рослинними залишками полях виникає так званий «грабельний» ефект, якого важко уникнути навіть при розміщенні сошників на великій відстані один від одного. Тому у новій сівалці нами зроблено все дещо навпаки, а саме, сошники розставлені не у два і більше рядів, а в один ряд з міжряддям 150 мм, тому що сошники досить вузькі (ширина долота 20 мм) з невеликим кутом входження долота у ґрунт і наявності ножа перед стояком при роботі на глибині до 8 см не утворюють суцільного передсошникового ґрунтового пагорбка, але таке густе розставлення сошників значно підсилює їх «грабельний» ефект. Тому, для уникнення

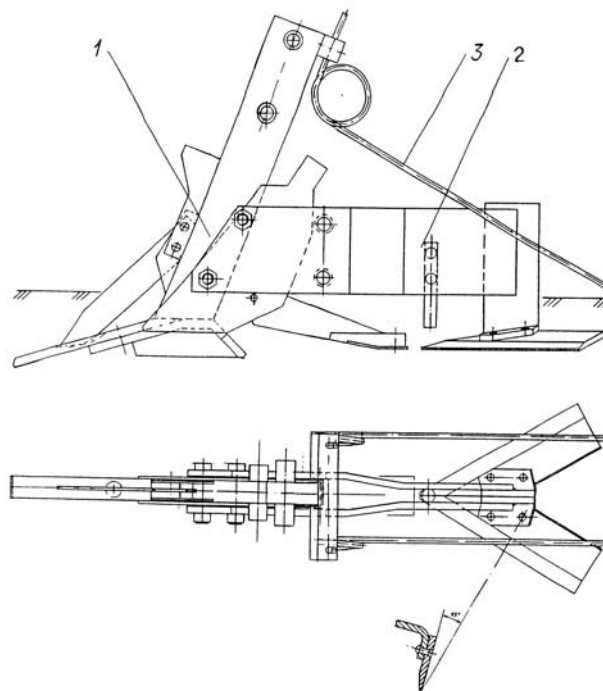
накопичення рослинних залишків на стояках сошників, нами вперше встановлено проти кожного сошника дволопатеві ротори 2 з ножами (рис. 3), які одержують обертальний рух від вала відбору потужності трактора через конічний редуктор і клинопасові передачі.

По-п'яте, оскільки сошники вузькі, то вони не можуть підрізати бур'яни (при прямій сівбі) у міжряддях. І щоб не використовувати зайвий раз гербіциди для знищення бур'янів у міжряддях при прямій сівбі, до сошника розроблено пристосування (рис. 4) у вигляді стрілкової лапи, яка закріплюється до сошника позаду стояка на рівні ущільнюючої п'ятки.



1 – сошник; 2 – дволопате́вий ротор; 3 – прутковий за́гортач

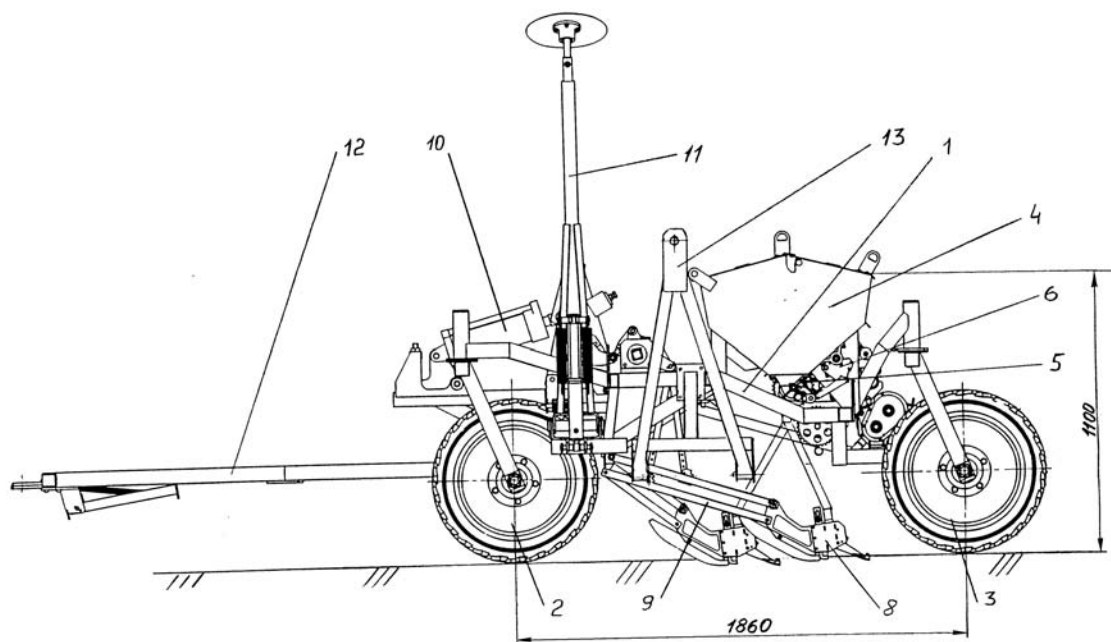
Рисунок 3 – Сошник з роторним очисником стояків



1 – сошник; 2 – стрі́лчаста ла́па; 3 – за́гортач

Рисунок 4 – Сошник із стрі́лчастою лапо́ю

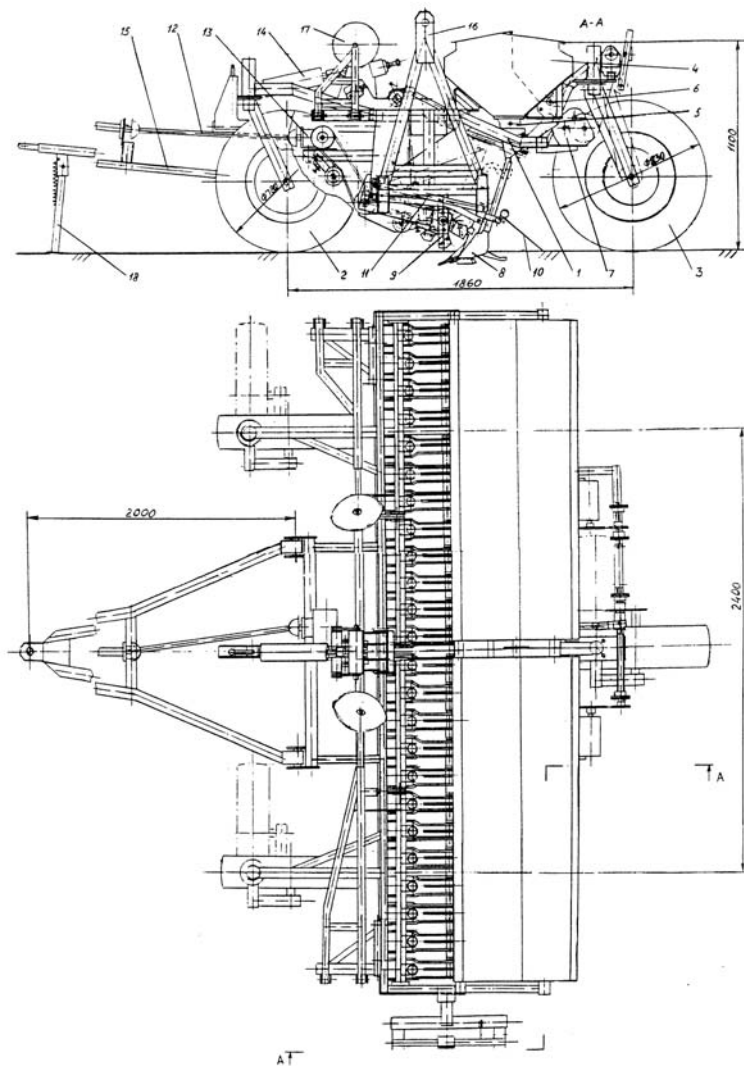
Виходячи з аналізу і вибору робочих органів і додаткових механізмів сівалки, була розроблена нова конструкція зернотукової сівалки, яка призначена для якісної сівби як на підготовлених полях під сівбу, при цьому сівалка обладнується новими полозковими сошниками (рис. 5), так і на непідготовлених полях під сівбу, тоді сівалка обладнується долотоподібними сошниками з роторними очисниками (рис. 6). Крім усього, сівалка обладнана маркерами і запираючим механізмом для фіксації сошників у транспортному положенні. Також було звернуто увагу на забезпечення зручності завантаження в бункер посівного матеріалу без використання підніжних дошок та приступок до них. Тобто бункер розташували на сівалці таким чином, що висота від поверхні поля до краю бункера не перевищує 1,1 м. У нашому випадку було надано переваги зручності завантаження, а не максимально допустимому об'єму бункера, оскільки така сівалка буде працювати в будь-яких господарствах, у більшості яких, як правило, відсутні засоби механізованого завантаження бункерів сівалок посівним матеріалом і всі це виконується вручну. Тому була спроектована сівалка з низьким розташуванням бункера об'ємом $0,70 \dots 0,75 \text{ м}^3$.



- 1 – рама; 2 – передні флюгерні колеса; 3 – заднє опорно-приводне колесо; 4 – бункер;
 5 – внутрішньоребристі висівні апарати; 6 – котушково-штифтові висівні апарати; 8 – полозкові сошники; 9 – паралелограмні повідки; 10 – гідроциліндр; 11 – маркери; 12 – причіп; 13 – причіп для поперечного транспортування сівалки

Рисунок 5 – Зернотукова універсальна сівалка з полозковими сошниками (вид збоку)

Таким чином, створена нова конструкція універсальної зернотукової сівалки з мінімальними поздовжньою (1860 мм) та поперечною (2400 мм) базами колісного ходу, що забезпечує якісне копіювання сошниками будь-якого рельєфу поля. Крім цього, низькі габарити сівалки по висоті дозволяють поліпшити її обслуговування і завантаження посівним матеріалом, а також перевозити сівалки автотранспортом у два поверхи, при використанні спеціального додаткового пристрою для кріплення сівалок верхнього поверху.



- 1 – рама; 2 – передні флюгерні колеса; 3 – заднє опорно-приводне колесо; 4 – бункер; 5 – внутрішньорєбристі висівні апарати; 6 – котушково-штифтові висівні апарати; 7 – редуктор; 8 – долотоподібні сошники; 9 – дволопатеві ротори очисника; 10 – загортачі; 11 – повідки паралелограмної підвіски; 12 – кардан; 13 – конічний редуктор; 14 – гідроциліндр; 15 – причіп; 16 – причіп для поперечного транспортування сівалки; 17 – маркери; 18 – підставка

Рисунок 6 – Зернотукова універсальна сівалка з долотоподібними сошниками

Ця сівалка забезпечує її поперечне транспортування на власних колесах з транспортною шириною до 2,5 м для безпечного транспортування її по звичайним дорогам, лісовим дорогам і дорогам у гірських місцевостях. Питома вага такої сівалки складе не більше 0,4 т/м.

Список літератури

1. Сисолін П.В. Звичайні підходи по створенню універсальних вітчизняних сівалок для сівби зернових культур.- Кіровоград, 2008.- 84 с.

В статье изложено обоснование и выбор конструкции новой универсальной зернотуковой сеялки, предназначенной для работы в любых сельских хозяйствах Украины.

A ground and choice of construction of new universal grain-fertilizer drill, intended for work in any agricultures of Ukraine is expounded in the article.

С.Н. Литвин, канд. техн. наук, И.А. Швец, асп., П.В. Малютин, инж.
*Первомайский политехнический институт Национального университета
кораблестроения им. адм. Макарова*

Исследование элементов топливной аппаратуры двигателей работающих на газообразных топливах

В статье описаны вопросы, возникающие при исследовании газозооушных смесителей и предложены, пути их оптимизации с учетом особенностей их работы на двигателях.

газообразные топлива, коэффициент избытка воздуха, смесеобразование, рабочий процесс, гомогенность смеси

Обострение энергетического кризиса ставит всё более жесткие условия к двигателям внутреннего сгорания и, в первую очередь, к снижению расхода топлива нефтяного происхождения. Одним из путей снижения потребления топлив нефтяного происхождения является использование альтернативных топлив, в том числе газообразных. Газообразные топлива, будучи альтернативой топливам нефтяного происхождения, в большинстве случаев являются и более дешевыми позволяя снизить затраты на топливо в несколько раз.

Большие перспективы имеет, также, возможность производства газообразных топлив из местного сырья путем газификации органических отходов. В качестве органических отходов особый интерес для производства газообразных топлив представляют органические отходы животноводства, растениеводства, деревоперерабатывающих и ряда других предприятий. Наибольший эффект от использования газообразных топлив производимых из «местного» сырья будет получен в сельском хозяйстве, так как будут сведены к минимуму транспортные расходы на его перевозку, а в ряде случаев сырьем будет являться по существу мусор (лузга подсолнечника, щепы, опилки и т.д.). В зависимости от способа и технологии получения газообразных топлив изменяются их качественные показатели, в связи с чем, возникают определенные проблемы при их использовании. Основными проблемами являются высокие температуры на выпуске газов из цилиндров, что значительно снижает моторесурс двигателей и неустойчивость рабочего процесса от цикла к циклу, что связано со сложностью дозирования газообразного топлива [1, 2].

Анализ литературных данных показал, что газообразные топлива даже одного вида имеют большой разброс как по фракционному составу, так и по теплотворной способности, пределам воспламеняемости и ряду других параметров. При этом необходимо отметить, что газ одного и того же вида существенно может отличаться по ряду параметров в зависимости от исходного сырья, его влажности, калорийности, химического и фракционного состава и ряда других параметров, и даже от погодных условий в момент производства. И данный разброс достигает значительных величин, например, генераторный топливный газ может иметь низшую теплотворную способность от 3,7 до 7,0 МДж / нм³ только в зависимости от характеристики процесса, влажности и сорта применяемого сырья [3,4]. Природный газ, который является наиболее стабильным по составу газообразным топливом, имеет разброс по теплотворной способности до 6...8 % в зависимости от месторождения и способа очистки, т.е. процентного содержания метана.

Относительно узкие пределы горючести газозооушных смесей и зависимость скорости горения от коэффициента избытка воздуха предъявляют повышенные требо-

вания к обеспечению качественного смесеобразования, к траектории движения газоз-душного заряда в цилиндре двигателя и характеру изменения состава газоз-душной смеси в зависимости от нагрузки во всем диапазоне рабочих режимов двигателя. Проведенные испытания на газовых двигателях размерностей ГЧ15/18, ГЧН26/26, ГЧН25/34 и ГЧН26/34 также показали чувствительность рабочего процесса двигателей перечисленных размерностей при внешнем смесеобразовании к качественному составу газоз-душной смеси и характеру ее изменения в зависимости от нагрузки двигателя. Особо чувствительным к составу смеси является двигатель ЧН 26/34. Отмечено также, что недостаточно высокая гомогенность газоз-душной смеси может оказывать как положительное, так и отрицательное влияние на рабочий процесс двигателя в зависимости от того, какой концентрации смесь окажется под свечой зажигания в момент разряда, и какова мощность данного единичного разряда.

В связи с изложенным, можно сделать вывод, что дозирование и подача в двигатель газообразных топлив, имеет ряд особенностей по сравнению с жидкими топливами.

Поэтому **становится актуальной задачей** обеспечения необходимых конструктивных параметров газоподающей аппаратуры и, в первую очередь, смесителя газа с воздухом. При этом основной задачей становится задача обеспечения необходимого коэффициента избытка воздуха, как во всем объеме рабочего цилиндра, так и в районе свечи зажигания, независимо от режима работы двигателя и наличие возможности его корректировки в случае необходимости.

Изложение основного материала

На коэффициент избытка воздуха и его изменение по объему цилиндра основное влияние оказывают работа газоподающей аппаратуры двигателя (ее инерционность, линейность характеристик, сопротивление отдельных элементов и т.д.), наличие агрегата наддува, геометрия каналов в крышке рабочего цилиндра и относительные объемы элементов системы воздухоснабжения. При этом средний коэффициент избытка воздуха зависит только от работы газоподающей аппаратуры. Наличие агрегата наддува и конструктивные параметры системы воздухоснабжения, в том числе и форма камеры сгорания, влияют только на степень гомогенности смеси и локальный коэффициент избытка воздуха.

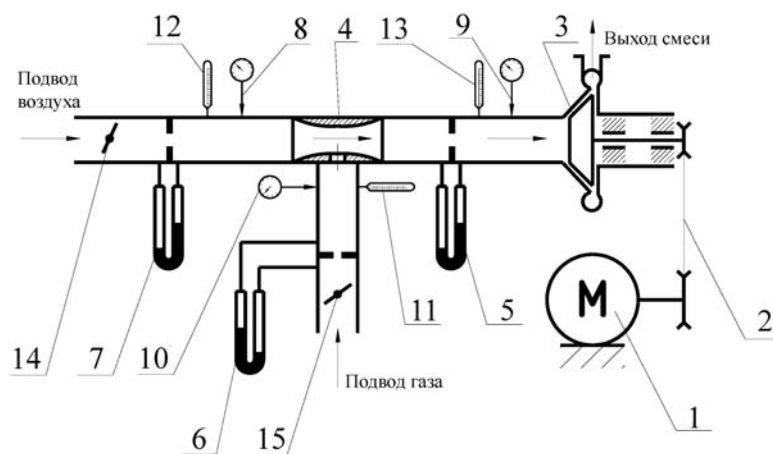
Оптимизация рабочего процесса и получение необходимых параметров газового двигателя невозможны без проведения широкомасштабных исследовательских работ, как экспериментальных, так и расчетных. Проведение экспериментальных работ на двигателе требует значительных материальных расходов, но их можно значительно сократить, делая основной упор на стендовые безмоторные исследования, во время которых имитируются условия работы газоподающего оборудования, а также применяя математическое моделирование с использованием специализированных программ. Определив параметры опытных образцов (элементов, модификаций), можно будет сократить до минимума количество объектов, которые подлежат исследованию, на двигателе. Следовательно, на развернутом двигателе испытывается предварительно доведенный на безмоторном стенде смеситель, что значительно уменьшает объем работ на нём, как во временном, так и денежном выражении.

Для проведения предварительных испытаний газоподающей аппаратуры создан безмоторный стенд, структурная схема которого представлена на рисунке 1. Стенд оборудован измерительными средствами для контроля расходов сред, температуры и давления как отдельных компонентов (газа, или воздуха), так и полученной газоз-душной смеси [3]. С целью определения влияния создаваемого смесителя на насосные хода двигателя, измеряется сопротивление смесителя «по воздуху».

Не смотря на то, что большинство двигателей оборудовано системой наддува и при прохождении газоз-душной смеси через компрессор наддувочного агрегата про-

исходит высококачественное перемешивание смеси, обеспечивающее её высокую однородность [5], на специальном стенде выполнена визуализация потоков в смесителе. Наряду с определением параметров работы смесителя на установившихся режимах определялся характер изменения состава газовойздушной смеси в зависимости от расхода воздуха через смеситель, который является функцией от мощности двигателя и коэффициента избытка воздуха.

Коэффициент избытка воздуха при испытаниях на безмоторном стенде определялся расчетным путем, через соотношение расходов смешиваемых сред [5]. Во время испытаний смесителей на двигателях производился дополнительный контроль коэффициента избытка воздуха (α) газоанализатором Testo 325.

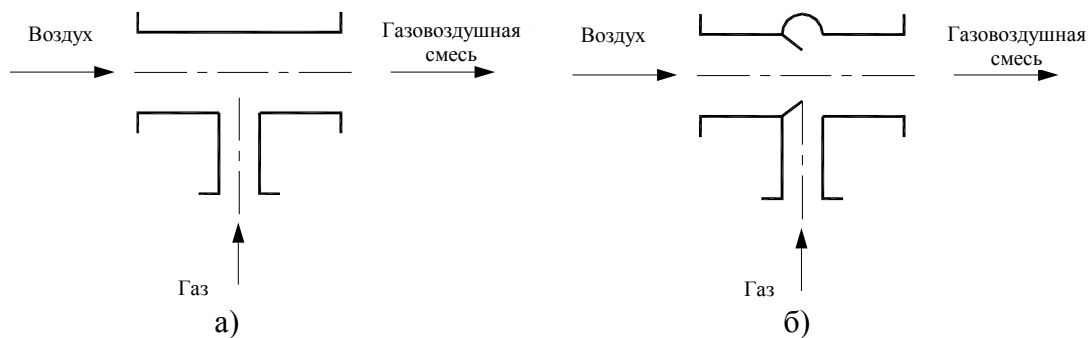


- 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – компрессор; 4 – смеситель;
5, 6, 7 – показывающий прибор сужающего устройства; 8, 9, 10 – манометры;
11, 12, 13 – термометры; 14, 15 – управляемые заслонки или тарированные шайбы

Рисунок 1 – Схема стенда для исследования газовых смесителей

В связи с ограничением возможности изменения расходов сред через смеситель на стенде, а также сложностью проведения испытаний смесителей больших размерностей в ряде случаев применялось моделирование. Моделирование осуществлялось как путем использования специализированного программного обеспечения, так и путем приведения размеров модели, к приемлемому уровню выдерживая форму исследуемого объекта и обеспечивая идентичность ряда критериев (Рейнольдса, Эйлера и т.д.) [4,5]

Испытаниям на стенде были подвержены простые смесители с пересекающимся потоком воздуха и газа и эжекционные с параллельными потоками воздуха и газа. Схемы смесителей представлены на рисунке 2.



- а) схема с пересекающимся потоком воздуха и газа;
б) схема эжекционного смесителя с параллельными потоками воздуха и газа

Рисунок 2 – Схема исследуемых смесителей

Регулирование расходов воздуха и газа осуществлялось дроссельными заслонками стенда.

В результате проведенных предварительных испытаний выполненных на стенде определено, что характер изменения коэффициента избытка воздуха (α) в зависимости от расхода воздуха определяется геометрией смесителя (коэффициентом формы и характерным размером), расположением газоподающих отверстий, их количеством и формой, соотношением сечений каналов газ/воздух. Характер изменения описывается зависимостью:

$$\alpha = \varphi(K_{\phi}, L, F_{\phi}, \Delta p, F_{\phi}/F_z \dots),$$

где K_{ϕ} – коэффициент формы смесителя;

L – характерный размер;

F_{ϕ} – эффективное сечение смесителя по воздуху;

Δp – гидравлическое сопротивление смесителя по воздушному каналу;

F_z – эффективное сечение смесителя по газу.

На газовом двигателе номинальной мощностью 500 кВт была испытана конструкция смесителя схематически изображенная на рис. 3.

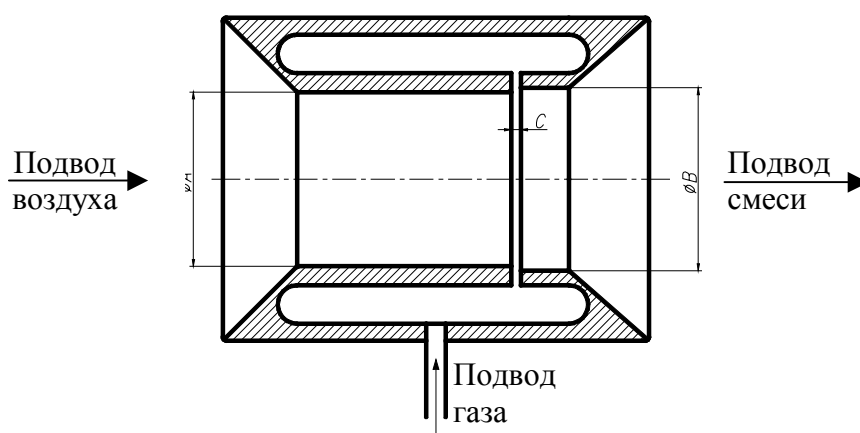


Рисунок 3 – Схема смесителя со щелевой подачей газа

В базовом варианте диаметры A и B были равны между собой и соответствовали значению 79 мм. Газ в камеру смешивания поступал через кольцевой зазор C . Изменение соотношения газ/воздух обеспечивалось регулировкой зазора C . Конструкция смесителя позволяла изменять данный зазор от 0 до 5 мм, и выполнять данную регулировку во время работы двигателя, контролируя его косвенно, путем измерения расстояния между регулировочными фланцами. Номинальное значение зазора C при работе на природном газе с содержанием метана 98 % составило 1,3 мм и с уменьшением теплотворной способности газа увеличивалось пропорционально изменению теплотворной способности газа.

Испытания смесителя данной конструкции показали обеднение газовой смеси на режиме пуска, холостого хода и малых нагрузок выше допустимого предела, т.е. на данных режимах работы коэффициент избытка воздуха был более 1,82. С целью устранения обеднения смеси на указанных режимах перед смесителем была введена дополнительная подача газа через дополнительно выполненный канал холостого хода. Давление дополнительного газа во время испытаний поддерживалось в пределах 200...250 мм. вод. ст. Проверка в работе партии смесителей показала не идентичность их работы, причиной чего оказалась несоосность отверстий A и B . Совместная обработка указанных отверстий обеспечила стабильность параметров смесителей, но после переборки, особенно замены уплотнительных колец в смесителе их параметры часто изменялись. Изменение размера B с 79 до 81,5 мм. обеспечило идентичность работы различных смесителей при их испытаниях на

одном двигателе. При этом характеристика смесителя стала более пологой, но отказаться от дополнительной подачи газа на холостом ходу не представилось возможным. Полностью исчезла зависимость смесителей от качества сварки, а взаимное расположение отверстий А и В друг относительно друга обеспечивалось технологически.

Выводы

1. Проведение испытаний на безмоторном стенде и моделирование с использованием специализированных программ позволяет существенно сократить время и материальные расходы на доводочные работы на газовых двигателях.

2. Основным параметром, влияющим на коэффициент избытка воздуха на установившихся режимах, является соотношение сечений газ/воздух.

3. Характер изменения α в зависимости от мощности двигателя определяется геометрией смесителя, формой и расположением газоподающих отверстий.

4. Коэффициент избытка воздуха во всем диапазоне рабочих режимов двигателя, должен быть постоянным с незначительным обогащением на режимах холостого хода и частичных нагрузок.

5. В ходе дальнейших исследований необходимо определить факторы, влияющие на характер изменения коэффициента избытка воздуха при работе на неустановившихся режимах, а также на «малых» расходах в процессе пуска.

Список литературы

1. Горбань А.И., Литвин С.Н., Кинжалов О.С., Грабовенко А.И., Пути улучшения рабочего процесса среднеоборотных двигателей, работающих на газе // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. - №1 – с. 57 – 62.
2. Природный газ как моторное топливо на транспорте / Ф.Г. Гайнулин, А.И. Гриценко, Ю.В.Васильев, Л.С.Золотаревский. – М.: Недра, 1986. – 255с.
3. Газовые двигатели поршневого типа. Коллеров Л.К., Машиностроение, Л., 1968, 248 с.
4. Горбов В.М., Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 328 с. ISBN 966-321-004-4
5. Природный газ в двигателях / Кудряш А.П., Пашков В.В., Маринин В.С., Москаленко Д.А., Отв. Ред. Симсон А.Э.; АН УССР. Ин-т пробл. Машиностроения.- Киев 6 Наук.думка, 1990. – 200 с.
6. Райков И.Я., Испытания двигателей внутреннего сгорания. Учебник для ВУЗов. М., «Высшая школа», 1975, -320 с.

У статті описані питання що, виникають при дослідженні газоповітряних змішувачів і запропоновані шляхи їх оптимізації з урахуванням особливостей їх роботи на двигунах.

The questions arising up at research of gas/air mixers are described in the article, and with accounting the features of their work in engines.

Концентрація посівів льону-довгунцю як фактор механізованого виробництва культури

Розглянуто концентрацію посівів льону-довгунцю як фактор, що визначає ефективність використання машинно-тракторного парку. Визначено вплив концентрації посівів на урожайність насіння і волокна. Досліджено зміну собівартості механізованих робіт і льонопродукції залежно від концентрації посівів льону-довгунцю.

льон-довгунець, механізовані роботи, посіви, концентрація, урожайність, собівартість

Постановка проблеми

Розміри посівних площ сільськогосподарських культур і концентрація їх посівів визначають з одного боку агротехнологічні особливості їх вирощування, а з іншого – характеризують умови використання засобів механізації при машинному виробництві продукції рослинництва. Внаслідок реформування сільсько-господарських підприємств створені нові аграрні формування [3] та господарські утворення [4]. Серед таких формувань та утворень відповідну частку займають великото-варні сільськогосподарські підприємства з площею за різними оцінками в середньому 2400 [1] чи 500,1...5000 га сільськогосподарських угідь [7] або в середньому 3512 га ріллі [9]. Тепер передбачено здійснити заходи щодо відродження льонарства в най-більш сприятливих для його розвитку регіонах України. Це вимагає відповідного наукового забезпечення, в якому відповідне місце має займати низка організаційно-технологічних факторів і серед них визначення рівня концентрації посівів льону-довгунцю, що повинно базуватися на дослідженні і узагальненні досвіду виробництва льону-довгунцю в недалекому минулому. В статті розглянуто концентрацію посівів льону-довгунцю як фактора, що визначає ефективність використання машинно-тракторного парку (МТП) при механізованому виробництві культури.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

За дослідженнями [11] при зміні концентрації посівів льону-довгунцю від 9,9 до 16,4% урожайність волокна, вартість товарної продукції і чистий прибуток з 1 га та рівень рентабельності спочатку зростають, сягаючи максимального значення в підприємствах із середньогруповою концентрацією посівів 14,1%. Подальше збільшення концентрації посівів до 15,3 та 16,4% призводить до зниження зазначених показників ефективності виробництва. У праці [12] вказано, що найбільш ефективно і продуктивно можна використовувати збиральну техніку за оптимального обсягу виробництва і ступені його концентрації. В згаданій праці за результатами досліджень в різних зонах льоносіяння на теренах колишнього СРСР (у т.ч. в Україні) визначена пряма залежність урожайності льону-довгунцю та економічних показників в льонарстві від концентрації посівів льону. Обмежуючись цією інформацією, зауважимо, що поза увагою дослідників залишилися питання, які пов'язані з ефективністю і результативністю використання МТП в льоносіючих підприємствах з різною концентрацією посівів культури.

Один з фундаторів наукових основ використання машин в рослинництві акад.

Б.С. Свірщевський [10] серед показників машиновикористання на друге місце ставив урожайність сільськогосподарських культур, а економічну ефективність використання МТП оцінював собівартістю тракторних робіт. Проф. Б.О. Лінтварьов з своїй капітальній праці [6] виклав своєрідний і розгорнутий інженерно-економічний аналіз собівартості виконання польових операцій, розглядаючи її як найбільш наочний показник якості організації відповідного виробництва. Посилання на цих визначних вчених і спеціалістів в галузі механізації сільського господарства і визначило мету та завдання досліджень.

Мета досліджень

полягала у визначенні і пізнанні розподілу концентрації посівів льону-довгунцю для її прогнозування на перспективу в умовах функціонування великотоварних сільськогосподарських підприємств. *Завдання досліджень:* 1) оцінити якісну залежність урожайності льону-довгунцю, собівартості механізованих робіт і собівартості льонопродукції від концентрації посівів культури; 2) з'ясувати кількісну зміну урожайності насіння і волокна залежно від концентрації посівів льону-довгунцю; 3) дослідити вплив концентрації посівів льону-довгунцю на собівартість механізованих робіт та собівартість насіння, соломи і трести.

Об'єкти та методика досліджень

Об'єктами досліджень були посівні площі льону-довгунцю та площа ріллі в 52 великотоварних сільськогосподарських підприємствах поліської зони Житомирської області до аварії на Чорнобильській АЕС, урожайність насіння і волокна льону-довгунцю в них, собівартості механізованих робіт та насіння, соломи і трести в досліджуваних підприємствах. Вихідні дані вибирали із відповідних форм статистичної звітності підприємств. Обробка зібраного і опрацьованого статистичного матеріалу здійснена за допомогою методів кореляційно-регресійного аналізу [2, 5, 8].

Результати досліджень

Розподіл концентрації посівів льону-довгунцю характеризувався від'ємними показниками асиметрії 0,35 і ексцесу 0,48 та їх відношеннями до своїх середніх квадратичних відхилень відповідно 1,31 і 0,90. За визначених асиметричності і ексцесивності розподілу можна вважати, що він описується нормальним законом вигляду

$$f(K_{nl}) = \frac{1}{1,83\sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(K_{nl} - 9,56)^2}{2 \cdot 1,83^2} \right], \quad (1)$$

де $f(K_{nl})$ – щільність розподілу концентрації посівів льону-довгунцю;

K_{nl} – концентрація посівів льону-довгунцю, що коливались в межах 4,2...13,6%;

9,56 і 1,83 – відповідно середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення експериментального розподілу концентрації посівів льону-довгунцю, за якими коефіцієнт варіації становить 19,1%.

Перевірка гіпотези нормальності розподілу за критерієм χ^2 Пірсона показала, що спостережуваний критерій дорівнює 0,87. За таблицею квантилів χ^2 -розподілу на рівні значущості 0,05 і числу ступенів вільності 1 критичне значення критерію дорівнює 3,8 [2]. Оскільки спостережуваний критерій χ^2 значно менший від його критичного значення, то відсутні підстави вважати розподіл концентрації посівів льону-довгунцю таким, що значущо відрізняється від нормального.

Якісне оцінювання залежностей результативних ознак від концентрації посівів

льону-довгунцю здійснено визначенням статистичних показників зв'язку між факторіальною ознакою і результативними. За статистичні показники зв'язку слугували коефіцієнти кореляції, кореляційні відношення та коефіцієнти детермінації. Результати відповідних розрахунків наведені в табл. 1.

Для переважної більшості досліджуваних залежностей чисельні значення кореляційних відношень за абсолютною величиною більші відповідних значень коефіцієнтів кореляції. У графічному поданні зв'язок між такими ознаками має бути криволінійним. Лише залишається невизначеним характер зв'язку між концентрацією посівів $K_{пл}$ льону-довгунцю і собівартістю механізованих робіт $C_{мр}$. Для з'ясування цього характеру здійснили перевірку лінійності регресії за визначеним коефіцієнтом кореляції з використанням t -критерію Стюдента. Розрахунки показали, що спостережуваний t -критерій становить мінус 1,68. За таблицями квантилів розподілу Стюдента на рівні значущості 0,05 і числа ступенів вільності 3 критичне значення t -критерію дорівнює 3,18 [2]. Оскільки спостережуваний t -критерій менший від критичного, то зміна $C_{мр}$ залежно від $K_{пл}$ має описуватися криволінійною залежністю.

Таблиця 1 – Статистичні показники зв'язку між концентрацією посівів льону-довгунцю і результативними ознаками

Результативні ознаки	Кореляційне відношення	Коефіцієнт	
		кореляції	детермінації
Урожайність насіння $U_{лн}$	0,232	– 0,007	0,054
Урожайність волокна $U_{лв}$	0,255	0,154	0,065
Собівартість механізованих робіт $C_{мр}$	0,673	– 0,697	0,453
Собівартість насіння $C_{лн}$	0,127	0,003	0,016
Собівартість соломи $C_{лс}$	0,161	– 0,133	0,026
Собівартість трести $C_{лт}$	0,219	– 0,150	0,048

Для визначення математичної залежності досліджуваних криволінійних зв'язків на графіки з координатними осями «концентрація посівів льону-довгунцю» – «результативні ознаки» наносили середньогрупові значення факторіальної ознаки і відповідні їм середні зважені значення результативних ознак (рис. 1 і 2). На підставі аналізу розміщення точок на графіках дійшли такого.

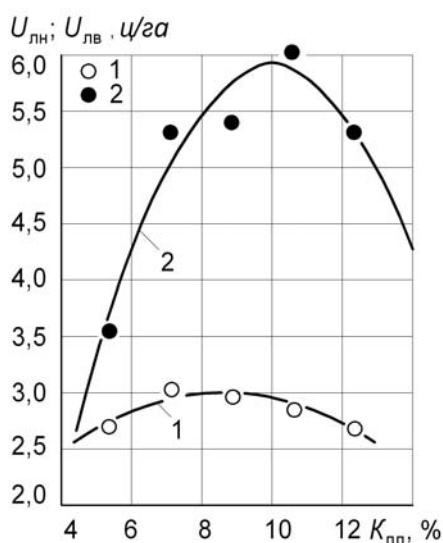


Рисунок 1 – Вплив концентрації посівів льону-довгунцю $K_{пл}$ на урожайність насіння $U_{лн}$ (1) і волокна $U_{лв}$ (2)

Кількісну зміну урожайності льону-довгунцю залежно від концентрації посівів культури визначають рівняння випуклої параболи другого порядку:

– вплив концентрації посівів льону-довгунцю $K_{пл}$ (%) на урожайність насіння $U_{лн}$ (ц/га):

$$U_{лн} = 1,239 + 0,404 K_{пл} - 0,0234 K_{пл}^2 \quad \text{при} \quad \lambda_{пв} = 0,018; \quad (2)$$

– вплив концентрації посівів льону-довгунцю $K_{пл}$ (%) на урожайність волокна $U_{лв}$ (ц/га):

$$U_{лв} = -4,68 + 2,11 K_{пл} - 0,1051 K_{пл}^2 \quad \text{при} \quad \lambda_{пв} = 0,052, \quad (3)$$

де $\lambda_{пв}$ – відношення основної помилки вирівнювання експериментальних значень результативної ознаки апроксимуючою функцією до середнього значення досліджуваної ознаки.

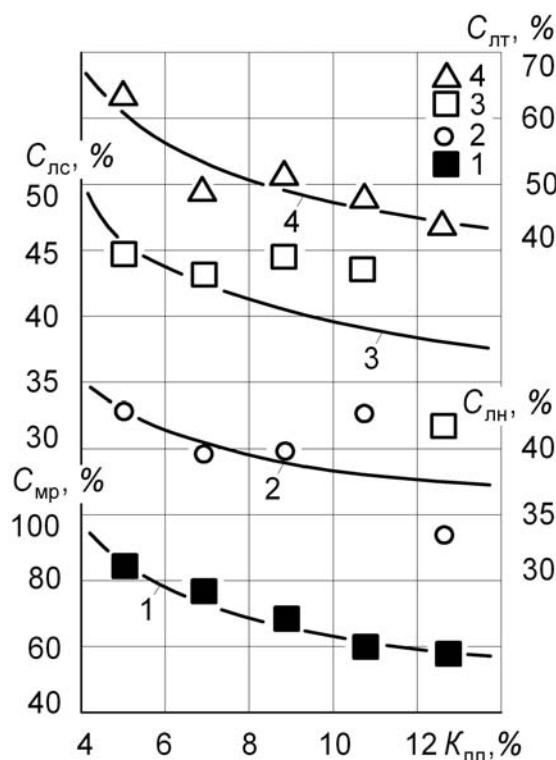


Рисунок 2 – Вплив концентрації посівів льону-довгунцю $K_{пл}$ на собівартість механізованих робіт $C_{мр}$ (1) та собівартості насіння $C_{лн}$ (2), соломи $C_{лс}$ (3) і трести $C_{лт}$ (4)

За значенням показника $\lambda_{пв}$ доходимо висновку про задовільне вирівнювання експериментальних урожайностей льону-довгунцю параболічними кривими (2) і (3) [8]. За рівняннями (2) і (3) побудовані криві регресії урожайності відповідно насіння і волокна по концентрації посівів льону-довгунцю, які наведені на рис. 1. Дослідження рівнянь (2) і (3) на екстремум та графічних залежностей, які їх інтерпретують (рис. 1), показало, що урожайності насіння і волокна максимізуються за концентрації посівів льону-довгунцю відповідно 8,6 і 10,0%. Зменшення і збільшення наведених концентрацій посівів льону-довгунцю спричинює зниження його урожайності. Посилаючись на працю [11], підвищення концентрації посівів льону-довгунцю знижує ефективність його вирощування, що пояснюють частим поверненням на попереднє місце, більшою пошкодженістю грибовими захворюваннями, оскільки їхні збудники зберігаються у ґрунті впродовж 5...6 років. Це і призводить до зниження урожайності льонопродукції.

Одержані коефіцієнти детермінації, які визначають силу впливу концентрації посівів льону-довгунцю на його урожайність (табл. 1), дозволяють стверджувати, що варіація концентрації посівів культури на 5,4 та 6,5% причинно зумовлює варіацію відповідно урожайності насіння і волокна.

Кількісну зміну собівартості механізованих робіт $C_{мр}$ та собівартості насіння $C_{лн}$, соломи $C_{лс}$ і трести $C_{лт}$ залежно від концентрації посівів льону-довгунцю $K_{лн}$ за матеріалами вирівнювання експериментальних даних описують рівняння гіперболи. Умову задовільного вирівнювання залежностей $C_{мр} = f(K_{лн})$, $C_{лн} = f(K_{лн})$, $C_{лс} = f(K_{лн})$ та $C_{лт} = f(K_{лн})$ відповідними кривими з їх математичним поданням характеризує відношення $\lambda_{лн}$, чисельне значення якого дорівнювало відповідно 0,034; 0,077; 0,10 та 0,058. У графічній інтерпретації зміна досліджуваних собівартостей (%) залежно від концентрації посівів льону-довгунцю наведена на рис. 2. При побудові графіків за 0 і 100% досліджуваних собівартостей прийняті відповідно мінімальні і максимальні значення собівартостей у грошовому виразі в статистичних вибірках. З наведених графіків видно, що найбільш інтенсивно знижується собівартість механізованих робіт і льонопродукції при збільшенні концентрації посівів льону-довгунцю до 10%. З подальшим збільшенням концентрації посівів інтенсивність зниження досліджуваних собівартостей уповільнюється.

Силу впливу концентрації посівів льону-довгунцю на досліджувані собівартості характеризує значення коефіцієнта детермінації, що визначає частку варіації факторіальної ознаки, яка причинно зумовлює варіацію результативних ознак. З рис. 2 видно, що найбільш впливає концентрація посівів льону-довгунцю на собівартість механізованих робіт, частка впливу якої становить 45,3%, а 54,7% непоясненої дисперсії зумовлена впливом інших факторів, які не розглядали в цьому дослідженні.

Висновки

За значеннями коефіцієнтів детермінації варіація концентрації посівів льону-довгунцю на 5,4%; 6,5; 45,3; 1,6; 2,6 та 4,8% причинно зумовлює варіацію відповідно урожайності насіння і волокна, собівартості механізованих робіт та собівартостей насіння, соломи і трести культури. Зміна урожайності насіння і волокна залежно від концентрації посівів льону-довгунцю відбувається за законом випуклої параболи. Досліджувані урожайності насіння і волокна максимізуються за концентрації посівів відповідно 8,6 і 10,0%. Собівартість механізованих робіт та собівартості насіння, соломи і трести із збільшенням концентрації посівів знижуються за законом гіперболи. Із збільшенням концентрації посівів понад 10% інтенсивність зниження собівартостей уповільнюється.

Перспективи подальших розвідок мають бути зосереджені на пошуку компромісного значення концентрації посівів з урахуванням урожайності льонопродукції і досліджуваних собівартостей.

Список літератури

1. Білоусько Я.К. Тенденції і напрями розвитку техніко-технологічного забезпечення аграрного виробництва / Я.К. Білоусько // Агроінком. – 2007. – № 5–6. – С. 46–51.
2. Герасимович А.И. Математическая статистика / Герасимович А.И. – Минск: Высшейш шк., 1983. – 279 с.
3. Грицишин М.І. Техніко-технологічне переоснащення сільськогосподарського виробництва / М.І. Грицишин, Я.С. Гуков, О.В. Сидорчук // Вісн. аграр. науки. – 2007. – № 12. – С. 46–49.
4. Гуков Я.С. Системно-логічний підхід до моделювання технічного забезпечення господарських утворень в аграрному виробництві / Я.С. Гуков // Вісн. аграр. науки. – 2007. – № 9. – С. 46–51.
5. Дмитриев Е.А. Математическая статистика в почвоведении / Дмитриев Е.А. – М.: Изд-во Москов. ун-та, 1972. – 292 с.
6. Линтварев Б.А. Научные основы повышения производительности земледельческих агрегатов / Линтварев Б.А. – М.: БТИ ГОСНИТИ, 1962. – 606 с.
7. Оцінка рівня технічного забезпечення систем обробітку ґрунту та посіву / С. Коваль, В. Погорілий, В. Шейченко [та ін.] // Техніка АПК. – 2007. – № 10. – С. 10–11.

8. РТМ 44–62. Методика статистической обработки эмпирических данных. – М.: Изд-во стандартов, 1966. – 100 с.
9. Сайко В. Актуальні проблеми землеробства: простих шляхів мінімалізації обробітку ґрунту не буває / В. Сайко // Техніка АПК. – 2008. – № 1. – С. 8–14.
10. Свирщевский Б.С. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Свирщевский Б.С. – М.: Сельхозгиз, 1958. – 660 с.
11. Сергеев И.П. Основные пути повышения эффективности льноводства / И.П. Сергеев // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна: Экономика, механизация льноводства, первичная обработка льна. – Торжок, 1972. – Вып. 10. – С. 10–14.
12. Соловьев А.Я. Льноводство / Соловьев А.Я. – М.: Колос, 1978. – 335 с.

Рассмотрено концентрацию посевов льна-долгунца как фактор, определяющий эффективность использования машинно-тракторного парка. Определено влияние концентрации посевов на урожайность семян и волокна. Исследовано изменение себестоимости механизированных работ и льнопродукции в зависимости от концентрации посевов льна-долгунца.

The paper considers the concentration of fiber flax crops as the factor determining the effectiveness of machine and tractor fleet use. The influence of the crops concentration on seed and fiber yielding capacity has been revealed. The change in the production cost of mechanized work and flax produce depending on the concentration of fiber flax crops has been investigated.

Вплив аеродинамічної сили на умови статичного зрівноваження автобалансирами крильчатки осьового вентилятора

Досліджується вплив аеродинамічної сили на умови статичного зрівноваження автобалансирами крильчатки осьового вентилятора. Досліджується просторовий рух ротора. Отримані диференціальні рівняння просторового руху ротора, на якому закріплені лопасті. Із застосуванням інженерного (емпіричного) критерію настання автобалансування визначаються діапазони швидкостей, на яких можливе автобалансування ротора.

ротор, дисбаланс, критична швидкість, зрівноваження

Вступ

Пасивні автобалансири (АБ) застосовуються у техніці для зрівноваження на ходу швидкообертючих роторів [1-3]. Коригувальні вантажі АБ, за певних умов, з часом самі приходять у ті положення, у яких зрівноважують ротор. В роботах [2,3] було встановлено, що на умови настання автобалансування істотно впливають масо-інерційні характеристики ротора, спосіб його закріплення тощо. У техніці часто використовується ротор, на якому закріплені лопасті (вентилятор, пропелер вертоліта тощо). При русі такої системи в просторі швидкість набігання повітря на лопасті буде різною (рис.1, а), що призводить до виникнення моменту $\vec{M}$. Напрямок вказаного моменту протилежний до напрямку швидкості $\vec{v}$ руху ротора, а величина пропорційна цій швидкості, тобто $\vec{M} = -\varepsilon \vec{v}$, де ε – деяка константа.

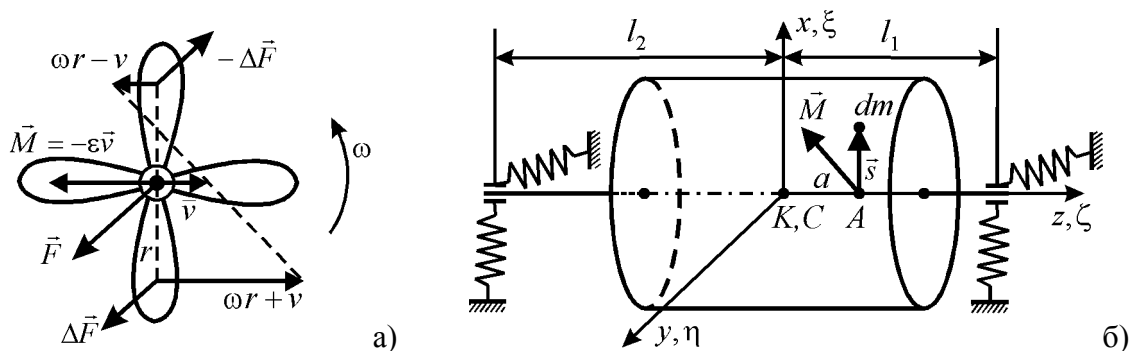


Рисунок 1 – Модель ротора на жорсткому валі і пружних осесиметричних опорах та схема дії основних сил

Метою даної роботи є визначення умов настання автобалансування з урахуванням дії моменту $\vec{M}$. Для цього застосовується інженерний (емпіричний) критерій настання автобалансування, розроблений для роторних систем з АБ в роботі [3]. Подібна задача, але без урахування моменту $\vec{M}$ була детально досліджена в [3].

1. Модель системи, диференціальні рівняння руху

Розглянемо далі осесиметричний ротор на жорсткому невагомому валі й пружних ізотропних опорах. Уважаємо, що ротор обертається навколо вала зі сталою

кутовою швидкістю ω . Крім того, припускаємо, що дисбаланс ротору, кутові й лінійні відхилення вала ротора від осі обертання є малими величинами.

На рис.1, б наведена схема роторної установки (у початковий момент часу) та основних сил і моментів, що діють під час її роботи. На цьому рисунку $\vec{s}$ – вектор дисбалансу, який утворюється елементарною масою dm ; $\vec{M}$ – момент, величина якого пропорційна швидкості $\vec{v}$. Нерухома прямокутна система координат $Kxyz$ розташована наступним чином: вісь z спрямована по осі обертання, вісь x спрямована у бік центра мас ротора, а вісь y спрямована так, що система координат – права. Рухома система координат $C\xi\eta\zeta$ жорстко прив'язана до ротора і у початковий момент часу співпадає з нерухомою системою $Kxyz$.

Модель руху ротора наведена на рис. 2. На першому етапі здійснюється поступальний рух, після якого система координат $C\xi\eta\zeta$ займає проміжне положення $Cx_c y_c z_c$ (рис. 2, а). На другому етапі відбувається поворот навколо точки C , який описується за допомогою кутів Резаля α і β (рис. 2, б).

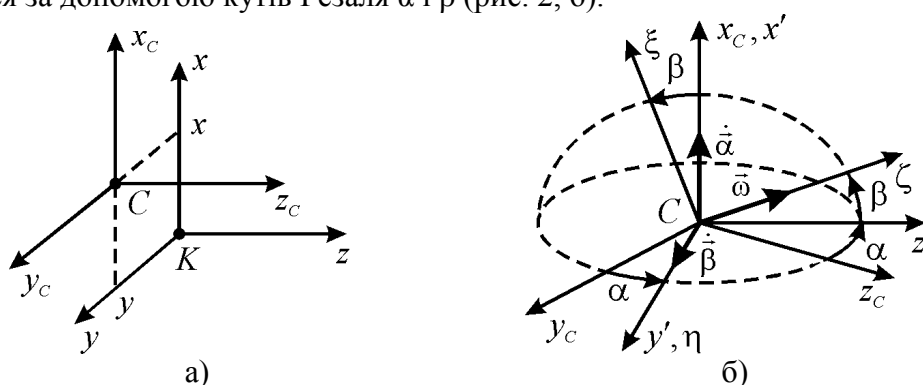


Рисунок 2 – Модель руху ротора

На основі теореми про рух центра мас отримуємо перші два диференціальні рівняння руху ротора

$$M\ddot{x} = R_x^{(s)} + R_x^{(c)}, \quad M\ddot{y} = R_y^{(s)} + R_y^{(c)}, \quad (1)$$

де M – маса ротора;

$R_x^{(s)}, R_y^{(s)}$ – проекції вектора дисбалансу на осі x, y ;

$R_x^{(c)}, R_y^{(c)}$ – проекції вектора пружних сил на осі x, y .

Другі два диференціальні рівняння дає теорема про зміну моменту кількості руху матеріальної системи відносно її центра мас:

$$A\ddot{\alpha} + C\omega\dot{\beta} = M_{x_c}^{(s)} + M_{x_c}^{(c)} + M_{x_c}^{(v)}, \quad A\ddot{\beta} - C\omega\dot{\alpha} = M_{y_c}^{(s)} + M_{y_c}^{(c)} + M_{y_c}^{(v)}, \quad (2)$$

де $M_{x_c}^{(c)}, M_{y_c}^{(c)}$ – моменти вектора дисбалансу відносно центральних осей x_c, y_c ;

$M_{x_c}^{(s)}, M_{y_c}^{(s)}$ – моменти пружних сил відносно x_c, y_c ;

$M_{x_c}^{(v)}, M_{y_c}^{(v)}$ – відповідні складові моменту $\vec{M}$;

A, C – моменти інерції ротора відносно осей x_c, z_c (так як ротор осесиметричний, то моменти інерції відносно x_c і y_c рівні між собою).

Компоненти правих частин формул (1) і (2) визначаються наступним чином:

$$R_x^{(s)} = s\omega^2 \cos \omega t, \quad R_y^{(s)} = s\omega^2 \sin \omega t, \quad R_x^{(c)} = -c_{11}x - c_{14}\beta, \quad R_y^{(c)} = -c_{11}y + c_{14}\alpha,$$

$$M_{x_c}^{(s)} = -sa\omega^2 \sin \omega t, \quad M_{y_c}^{(s)} = sa\omega^2 \cos \omega t, \quad M_{x_c}^{(c)} = c_{14}y - c_{33}\alpha,$$

$$\begin{aligned} M_{y_c}^{(c)} &= -c_{14}x - c_{33}\beta, \quad M_{x_c}^{(v)} = -\varepsilon(\dot{x} + a\dot{\beta}), \quad M_{y_c}^{(v)} = -\varepsilon(\dot{y} - a\dot{\alpha}), \\ c_{11} &= 2c, \quad c_{14} = c(l_1 - l_2), \quad c_{33} = c(l_1^2 + l_2^2), \end{aligned} \quad (3)$$

де c – коефіцієнт жорсткості пружин;

l_1, l_2, a – геометричні параметри (рис. 1).

Підставивши (3) в (1) і (2), отримуємо

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + c_{11}x + c_{14}\beta &= s\omega^2 \cos \omega t, \quad M\ddot{y} + c_{11}y - c_{14}\alpha = s\omega^2 \sin \omega t, \\ A\ddot{\alpha} + (C\omega + \varepsilon a)\dot{\beta} + \varepsilon\dot{x} + c_{33}\alpha - c_{14}y &= -sa\omega^2 \sin \omega t, \\ A\ddot{\beta} - (C\omega + \varepsilon a)\dot{\alpha} + \varepsilon\dot{y} + c_{33}\beta + c_{14}x &= sa\omega^2 \cos \omega t. \end{aligned} \quad (4)$$

Рівняння (4) є диференціальними рівняннями руху ротора відносно узагальнених координат x, y, α, β .

Уведемо комплексні змінні $z = x + iy, \vartheta = \alpha + i\beta$. Система (4) представиться у вигляді

$$\begin{aligned} M\ddot{z} + c_{11}z - ic_{14}\vartheta &= s\omega^2 e^{i\omega t}, \\ A\ddot{\vartheta} - i(\omega C + \varepsilon a)\dot{\vartheta} + \varepsilon\dot{z} + c_{33}\vartheta + ic_{14}z &= isa\omega^2 e^{i\omega t}. \end{aligned} \quad (5)$$

2. Застосування інженерного (емпіричного) критерію настання автобалансування.

Частинний розв'язок системи (5) шукаємо у формі

$$z = D_z e^{i\omega t}, \quad \vartheta = D_\vartheta e^{i\omega t}. \quad (6)$$

Підставивши (6) в (5), одержуємо наступну систему для визначення числових коефіцієнтів D_z і D_ϑ :

$$\begin{aligned} (c_{11} - M\omega^2)D_z - ic_{14}D_\vartheta &= s\omega^2, \\ i(c_{14} + \varepsilon\omega)D_z + (c_{33} - (A - C)\omega^2 + \varepsilon a\omega)D_\vartheta &= isa\omega^2. \end{aligned} \quad (7)$$

Розв'язавши систему (7), отримуємо

$$D_z = \frac{s\omega^2((C - A)\omega^2 + \varepsilon a\omega + c_{33} - c_{14}a)}{\Delta(\omega)}, \quad D_\vartheta = \frac{is\omega^2(-Ma\omega^2 - \varepsilon\omega - c_{14} + c_{11}a)}{\Delta(\omega)}, \quad (8)$$

$$\Delta(\omega) = (A - C)M\omega^4 - M\varepsilon a\omega^3 + ((C - A)c_{11} - Mc_{33})\omega^2 - (c_{14} - c_{11}a)\varepsilon\omega + c_{11}c_{33} - c_{14}^2.$$

Таким чином, частинний розв'язок системи (5) має вигляд

$$z = \frac{s\omega^2((C - A)\omega^2 + \varepsilon a\omega + c_{33} - c_{14}a)}{\Delta(\omega)} e^{i\omega t}, \quad \vartheta = \frac{is\omega^2(-Ma\omega^2 - \varepsilon\omega - c_{14} + c_{11}a)}{\Delta(\omega)} e^{i\omega t}. \quad (9)$$

На основі (9) маємо

$$\begin{aligned} x &= \frac{s\omega^2((C - A)\omega^2 + \varepsilon a\omega + c_{33} - c_{14}a)}{\Delta(\omega)} \cos \omega t, \quad y = \frac{s\omega^2((C - A)\omega^2 + \varepsilon a\omega + c_{33} - c_{14}a)}{\Delta(\omega)} \sin \omega t, \\ \alpha &= \frac{s\omega^2(Ma\omega^2 + \varepsilon\omega + c_{14} - c_{11}a)}{\Delta(\omega)} \sin \omega t, \quad \beta = -\frac{s\omega^2(Ma\omega^2 + \varepsilon\omega + c_{14} - c_{11}a)}{\Delta(\omega)} \cos \omega t. \end{aligned} \quad (10)$$

Знайдемо переміщення точки A осі вала, яка знаходиться на відстані a від центра мас (рис.1). Для вказаної точки

$$x_A = x + a\beta, \quad y_A = y - a\alpha, \quad z_A = z - ia\vartheta. \quad (11)$$

Підставивши (10) в (11), отримуємо

$$\begin{aligned} x_A &= \frac{s\omega^2((C-A-a^2M)\omega^2 + c_{33} - 2c_{14}a + c_{11}a^2)}{\Delta(\omega)} \cos \omega t, \\ y_B &= \frac{s\omega^2((C-A-a^2M)\omega^2 + c_{33} - 2c_{14}a + c_{11}a^2)}{\Delta(\omega)} \sin \omega t. \end{aligned} \quad (12)$$

З метою визначення діапазону швидкостей ω , при яких відбувається зрівноваження ротора пасивними автобалансирами, застосовуємо інженерний критерій настання автобалансування [3]:

$$r_{Ac} = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \vec{\epsilon}(t) \cdot \vec{r}_A(t) dt < 0, \quad (13)$$

де $\vec{\epsilon}$ – одиничний вектор, спрямований по вектору дисбалансу;

$\vec{r}_A$ – вектор відхилення точки A вала від осі обертання.

Координати вектора $\vec{r}_A$ задаються формулами (12), а вектор $\vec{\epsilon}$ визначається наступним чином

$$\epsilon_x = \cos \omega t, \quad \epsilon_y = \sin \omega t, \quad \vec{\epsilon} = e^{i\omega t}. \quad (14)$$

У нашому випадку скалярний добуток $\vec{\epsilon} \cdot \vec{r}_A$ від часу не залежить, а тому величина r_{Ac} у формулі (13) дорівнює підінтегральній функції тобто $r_{Ac} = \vec{\epsilon} \cdot \vec{r}_A$. Ураховуючи сказане, на основі (12-14) отримуємо наступну умову автобалансування

$$r_{Ac} = \frac{s\omega^2((C-A-a^2M)\omega^2 + c_{33} - 2c_{14}a + c_{11}a^2)}{\Delta(\omega)} < 0. \quad (15)$$

Відмітимо, що якщо $\varepsilon = 0$, то умова (15) співпадає з відповідною умовою у випадку відсутності моменту $\vec{M}$ [3].

3. Аналіз умов настання автобалансування

Прирівнявши до нуля чисельник і знаменник останнього дробу можна визначити критичні швидкості $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_k$, тобто швидкості, при переході через які величина r_{Ac} міняє свій знак на протилежний.

Так як у загальному випадку на основі умови (15) усі критичні швидкості аналітично визначити не можливо, то розглянемо, спочатку, ротор симетрично встановлений на ізотропні опори. У цьому випадку $l_1 = l_2$ (рис.1) і $c_{14} = 0$. Умова (15) приймає вигляд

$$r_{Ac} = \frac{s\omega^2[(C-A-a^2M)\omega^2 + c_{33} + c_{11}a^2]}{(A-C)M\omega^4 - M\varepsilon a\omega^3 + [(C-A)c_{11} - Mc_{33}]\omega^2 + c_{11}\varepsilon a\omega + c_{11}c_{33}} < 0. \quad (16)$$

Після перетворень можемо записати

$$r_{Ac} = \frac{s\omega^2[(C-A-a^2M)\omega^2 + c_{33} + c_{11}a^2]}{(M\omega^2 - c_{11})[(A-C)\omega^2 - \varepsilon a\omega - c_{33}]} < 0. \quad (17)$$

Як бачимо, для симетрично встановленого ротора всі критичні швидкості визначаються аналітично. Проведемо тепер більш детальний аналіз для різних типів ротора.

У випадку довгого ротора ($A > C$) існують три критичні швидкості:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{11}}{M}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{c_{33} + c_{11}a^2}{A-C+Ma^2}}, \quad \omega_3 = \frac{\varepsilon a + \sqrt{\varepsilon^2 a^2 + 4c_{33}(A-C)}}{2(A-C)}. \quad (18)$$

Якщо $\varepsilon = 0$, то $\omega_3 = \omega_3^{(0)} = \sqrt{\frac{c_{33}}{A-C}}$. В роботі [3] показано, що $\omega_1 < \omega_2 < \omega_3^{(0)}$.

Так як $\omega_3 > \omega_3^{(0)}$, то при відмінному від нуля ε виконуються нерівності $\omega_1 < \omega_2 < \omega_3$. Автобалансування відбувається при $\omega \in (\omega_1, \omega_2) \cup (\omega_3, \infty)$. Отже для довгого ротора дія моменту $\vec{M}$ призводить до зменшення інтервалу автобалансування (якщо моменту $\vec{M}$ немає, то $\omega \in (\omega_1, \omega_2) \cup (\omega_3^{(0)}, \infty)$).

Для сферичного ротора ($A = C$) умова (16) приймає вигляд

$$r_{Ac} = \frac{s\omega^2(-a^2M\omega^2 + c_{33} + c_{11}a^2)}{-M\varepsilon a\omega^3 - Mc_{33}\omega^2 + c_{11}\varepsilon a\omega + c_{11}c_{33}} < 0. \quad (19)$$

Після перетворень отримаємо

$$r_{Ac} = -\frac{s\omega^2(-a^2M\omega^2 + c_{33} + c_{11}a^2)}{(M\omega^2 - c_{11})(\varepsilon a\omega + c_{33})} < 0. \quad (20)$$

Тут існують дві критичні швидкості:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{11}}{M}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{c_{33} + c_{11}a^2}{Ma^2}}; \quad \omega_1 < \omega_2. \quad (21)$$

Автобалансування відбуватиметься при $\omega \in (\omega_1, \omega_2)$.

У випадку короткого ротора ($A < C$) рівняння $(A-C)\omega^2 - \varepsilon a\omega - c_{33} = 0$ має тільки від'ємні корені. У випадку, коли $A + Ma^2 > C$ існують дві критичні швидкості

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{11}}{M}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{c_{33} + c_{11}a^2}{A-C + Ma^2}}; \quad \omega_1 < \omega_2. \quad (22)$$

Автобалансування відбувається при $\omega \in (\omega_1, \omega_2)$. Якщо $A + Ma^2 < C$, то отримуємо тільки одну критичну швидкість

$$\omega_1 = \sqrt{c_{11}/M}. \quad (23)$$

Автобалансування відбуватиметься при $\omega \in (\omega_1, \infty)$.

Результати, отримані для сферичного і короткого роторів повністю співпадають із результатами одержаними для подібної задачі, у якій відсутня дія моменту $\vec{M}$ [3]. Іншими словами, у випадку сферичного і короткого ротора, симетрично встановленого на ізотропні опори, дія моменту $\vec{M}$ не впливає на розподіл інтервалів автобалансування.

Розглянемо випадок несиметрично встановленого ротора. У цьому випадку не можливо точно визначити критичні швидкості, що знаходяться з рівняння

$$(A-C)M\omega^4 - M\varepsilon a\omega^3 + ((C-A)c_{11} - Mc_{33})\omega^2 - (c_{14} - c_{11}a)\varepsilon\omega + c_{11}c_{33} - c_{14}^2 = 0. \quad (24)$$

Знайдемо наближено корені вказаного рівняння за допомогою метода розкладання коренів за степенями малого параметру ε [5]. Шукаємо розв'язки рівняння у вигляді

$$\omega = \omega_0 + \omega_1\varepsilon + \omega_2\varepsilon^2 + \dots \quad (25)$$

Розглянемо, наприклад, довгий ротор ($A > C$). Нульовому та першому наближенням розв'язків (25) відповідають наступні критичні швидкості ($\tilde{\omega}$ визначається аналітично)

$$\omega_{1,2}^{(0)} = \sqrt{\frac{c_{11}}{2M} + \frac{c_{33}}{2(A-C)}} \mp \sqrt{\left(\frac{c_{11}}{2M} - \frac{c_{33}}{2(A-C)}\right)^2 + \frac{c_{14}^2}{M(A-C)}}, \quad \tilde{\omega} = \sqrt{\frac{c_{33} - 2c_{14}a + c_{11}a^2}{A-C + a^2M}}, \quad (26)$$

$$\omega_{1,2}^{(1)} = \omega_{1,2}^{(0)} + \frac{1}{2} \cdot \frac{Ma(\omega_{1,2}^{(0)})^2 + c_{14} - c_{11}a}{2M(A-C)(\omega_{1,2}^{(0)})^2 - Mc_{33} - (A-C)c_{11}} \cdot \varepsilon, \quad \tilde{\omega} = \sqrt{\frac{c_{33} - 2c_{14}a + c_{11}a^2}{A - C + a^2M}}. \quad (27)$$

Формули (26) співпадають з результатами, отриманими в роботі [3]. Співвідношення (27) показують, що наявність моменту $\vec{M}$ призводить до зміни двох із трьох критичних швидкостей. В залежності від значень геометричних та фізичних параметрів ротора вказані швидкості можуть як зменшуватися так і збільшуватися.

На основі зроблених досліджень для ротора з закріпленими на ньому лопастями можна зробити наступні висновки:

1. Момент, який виникає внаслідок того, що швидкість набігання повітря на лопасті під час руху ротора різна, може впливати на значення критичних швидкостей, але не змінює їхньої кількості.

2. Для симетрично встановленого ротора критичні швидкості вдається визначити в аналітичній формі. У випадку довгого ротора внаслідок дії згаданого вище моменту збільшується одна з трьох критичних швидкостей і інтервал автобалансування зменшується. У випадку сферичного та короткого роторів дія моменту $\vec{M}$ не впливає на розподіл інтервалів автобалансування.

3. Для несиметрично встановленого ротора діапазон швидкості автобалансування можна оцінити за допомогою метода розкладання по малому параметру ε . У цьому випадку дія моменту $\vec{M}$ призводить до зміни двох із трьох критичних швидкостей.

Список літератури

1. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. -М.: Наука, 2002. -119 с.
2. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы. -Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1985. – 84 с.
3. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія. – Кіровоград, 2004. – 354 с.
4. Горошко О.О. Гіроскопічні системи: Навчальний посібник. – К.: ВПЦ «Київський університет», 1994. – 116 с.
5. Найфэ А. Введение в методы возмущений: Пер. с англ. -М.: Мир, 1984. - 535 с.

Исследуется влияние аэродинамической силы на условия статического уравнивания автобалансирами крыльчатки осевого вентилятора. Исследуется пространственное движение ротора. Получены дифференциальные уравнения пространственного движения ротора, на котором закреплены лопасти. На основе инженерного (эмпирического) критерия наступления автобалансирования определяется диапазон скоростей, на которых возможно автобалансирование.

Autobalancer influence of aerodynamic force on the statistic counterbalancing wings of the axle fan is researched. There researched a special motion of the rotor. Differential equations of the special motion of the rotor wings are obtained. By means of engineering (empirical) criterion of autobalancing at which autobalancing begins you can determine the speed ranges which make rotary autobalancing possible.

Уравновешивание пассивными автобалансирами ротора с неподвижной точкой и симметричными вязко-упругими опорами

С использованием критерия устойчивости основного движения определяются условия уравновешивания пассивными автобалансирами ротора с неподвижной точкой и симметричными вязко-упругими опорами.

ротор, дисбаланс, автобалансиры, устойчивость

Введение

Для уравновешивания на ходу роторов, чей дисбаланс меняется в процессе эксплуатации, применяются пассивные автобалансиры (АБ) [1-5]. Корректирующие грузы (КГ) в них при определенных условиях со временем сами приходят в то положение, в котором уравновешивают ротор и далее вращаются с ним как жесткое целое, пока не начнет меняться дисбаланс ротора или не появятся возмущения различного происхождения. В работе [4] были предложены два приближенных метода определения критических скоростей системы ротор-АБ, при переходе через которые наступает или утрачивается автобалансировка. В работах [4,5] была показана эффективность первого метода, основанного на критерии наступления автобалансировки. Этот критерий позволяет приближенно определять критические скорости системы ротор-АБ без учета конкретного вида АБ, но с учетом расположения плоскости коррекции. Поэтому с его помощью получают обобщенные критические скорости, пригодные для всех типов АБ. Второй метод основан на критерии устойчивости основного движения системы (в котором ротор уравновешен или устранено отклонение вала от оси вращения). Он позволяет более точно определять критические скорости, поскольку учитывает конкретный тип АБ и уравновешиваемый дисбаланс. В настоящей работе этот критерий применяется для неуравновешенного ротора с неподвижной точкой и симметричными вязко-упругими опорами.

Постановка задачи

Для определения областей автобалансировки будем использовать критерий устойчивости основного движения [4,5]: для устойчивости основного движения системы ротор-АБ необходимо и достаточно, чтобы точка на продольной оси ротора, которая находится в плоскости коррекции АБ, под действием элементарного дисбаланса, вызванного отклонением КВ от основного движения, отклонялась от своего движения в среднем за один оборот ротора, противоположно вектору элементарного дисбаланса.

На рис. 1а показана схема ротора с неподвижной точкой и симметричными вязко-упругими опорами. Силами тяжести будем пренебрегать.

Предполагаем, что в основном движении системы некоторый АБ устранил отклонение вала от оси вращения (рис. 1б). При этом точка D движется по закону $\vec{r}_{D_0}(t) = 0$. В соответствии с критерием рассматриваем ротор – 1, дисбаланс – 2 и КГ – 3 как одно жесткое целое. При этом условно образуется некоторый составной ротор, с новыми массо-инерционными характеристиками. Плоскость коррекции АБ находится на расстоянии $d = |OD|$ от неподвижной точки.

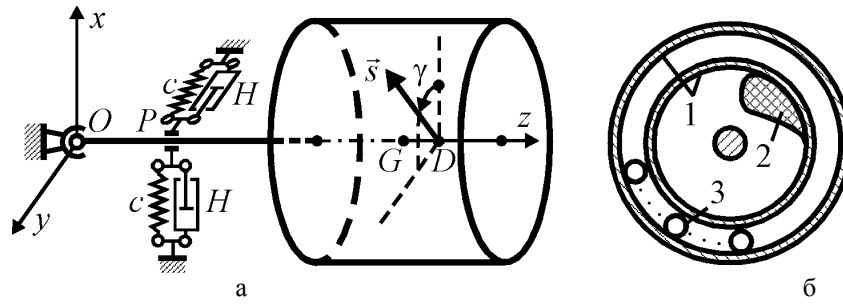


Рисунок 1 – Схема ротора с неподвижной точкой

Уравновешиваемый дисбаланс может быть статическим, моментным или динамическим, причем плоскость статического дисбаланса может не совпадать с плоскостью коррекции АБ.

Из-за элементарного отклонения КГ от основного движения возникает элементарный дисбаланс $\vec{s}$, который находится в плоскости коррекции АБ, выходит из точки D , и направление которого задает угол $\gamma \in [0, 2\pi)$. Под действием дисбаланса точка D отклонится от оси вращения системы и в установившемся движении будет двигаться по периодическому закону $\vec{r}_D(t)$. Вектор элементарного дисбаланса также будет меняться по периодическому закону $\vec{s}(t)$. Поскольку отклонение точки D определяется как $\Delta \vec{r}_D = \vec{r}_D - \vec{r}_{D_0} = \vec{r}_D$, то математически критерий устойчивости основного движения запишется в следующем виде

$$\bar{r}_{De} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \vec{e}(\varphi) \cdot \vec{r}_D(\varphi) d\varphi = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \vec{e}(t) \cdot \vec{r}_D(t) dt < 0, \quad (1)$$

где $\bar{r}_{De}$ – усредненная за один оборот ротора проекция вектора $\vec{r}_D$ на направление единичного вектора $\vec{e}$, направленного как элементарный дисбаланс $\vec{s}$;

φ – угол поворота ротора;

ω – угловая скорость вращения ротора;

t – время.

Дифференциальные уравнения движения системы

Будем составлять эти уравнения относительно неподвижных осей x, y, z (рис. 1). Ось z направлена по оси вала при отсутствии вращения, ось x – вертикально вверх, а ось y так, что система осей – правая. Не ограничивая общности, можно считать, что в начальный момент времени система занимала положение, в котором оси x, y, z – главные и относительно них осевые моменты инерции составного ротора A, B, C расположены в порядке возрастания ($A \leq B \leq C$ – короткий или сферический относительно точки O ротор) или убывания ($A \geq B \geq C$ – длинный относительно точки O ротор). Движение системы вокруг неподвижной точки задается тремя последовательными поворотами на углы $\alpha, \beta, \varphi = \omega t$ (рис. 2).

Ниже приведена последовательность поворотов и соответствующий переход одних осей в другие:

$$Ox_1y_1z_1 \xrightarrow{\alpha} Ox_1y_1z_1 \xrightarrow{\beta} O\xi\eta\zeta \xrightarrow{\varphi=\omega t} Ox_2y_2z_2.$$

Положение собственной оси вращения ротора ζ задается углами Резаля α, β и система (условно, без учета относительного движения КГ) имеет две соответствующие степени свободы.

Заметим, что ось ζ в основном движении – всегда главная. Если АБ полностью уравновешивает ротор, то эта ось одновременно и центральная. При этом опорные реакции в неподвижной точке равны нулю. Если АБ частично уравновешивает ротор,

или просто устраняет отклонение вала от оси вращения, то ось ζ – главная, но не центральная. При этом в неподвижной точке возникают опорные реакции.

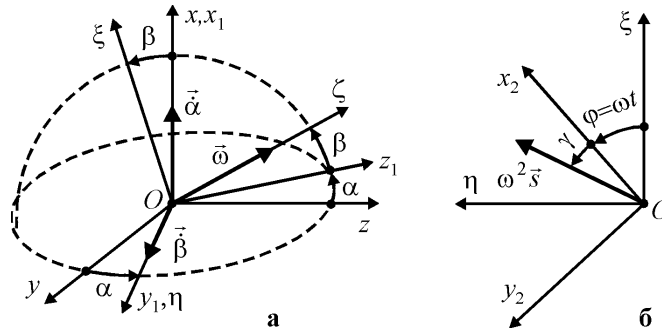


Рисунок 2 – Схема движения системы

Для малых α, β дифференциальные уравнения движения системы в комплексном виде имеют вид:

$$\begin{aligned} \ddot{q} \frac{A+B}{2} + \ddot{\bar{q}} \frac{A-B}{2} e^{2i\omega t} + 2i\dot{q}\omega \frac{A-B}{2} e^{2i\omega t} - i\dot{q}\omega C + h\dot{q} + kq &= i\tilde{s}e^{i\gamma}e^{i\omega t}; \\ \ddot{\bar{q}} \frac{A+B}{2} + \ddot{q} \frac{A-B}{2} e^{-2i\omega t} - 2i\dot{q}\omega \frac{A-B}{2} e^{-2i\omega t} + i\dot{\bar{q}}\omega C + h\dot{\bar{q}} + k\bar{q} &= -i\tilde{s}e^{-i\gamma}e^{-i\omega t}, \end{aligned} \quad (2)$$

где

$$q = \alpha + i\beta, \quad \bar{q} = \alpha - i\beta, \quad k = cb^2, \quad h = Hb^2, \quad \tilde{s} = sd\omega^2, \quad b = |OP|. \quad (3)$$

В (3) параметры c, H – коэффициенты жесткости и демпфирования опор.

Установившееся движение системы, применение критерия

Установившемуся движению системы соответствует вынужденная составляющая решения системы дифференциальных уравнений (2):

$$q = ne^{i\omega t}, \quad (4)$$

где n – комплексный коэффициент, определяемый как

$$\begin{aligned} n &= \frac{\tilde{s}}{\Delta} \left\langle -\left\{ [k - \omega^2(A - C)] \sin \gamma - \omega h \cos \gamma \right\} + i \left\{ [k - \omega^2(B - C)] \cos \gamma + \omega h \sin \gamma \right\} \right\rangle, \\ \Delta &= [k - \omega^2(A - C)][k - \omega^2(B - C)] + h^2\omega^2. \end{aligned} \quad (5)$$

При малых углах Резаля перемещение точки D и единичный вектор, направленный как элементарный дисбаланс, представимы в виде

$$x_D \approx d\beta, \quad y_D \approx -d\alpha, \quad r_D = x_D + iy_D = -idq = -idne^{i\omega t}, \quad \epsilon_D = e^{i\gamma}e^{i\omega t}. \quad (6)$$

Скалярное произведение вектора $\vec{r}_D$ на вектор $\vec{\epsilon}_D$ находим через скалярное произведение двух двумерных векторов, получающихся из комплексных чисел r_D, ϵ_D выделением действительных и мнимых частей:

$$\vec{r}_D \cdot \vec{\epsilon}_D = \frac{\tilde{s}d}{\Delta} \left\{ k - \omega^2[A \sin^2 \gamma + B \cos^2 \gamma - C] \right\}. \quad (7)$$

Учитывая независимость (7) от времени, получаем следующее необходимое условие наступления автобалансировки

$$f(\omega) = k - \omega^2[A \sin^2 \gamma + B \cos^2 \gamma - C] < 0. \quad (8)$$

Анализ условия наступления автобалансировки

Условие (8) должно выполняться для произвольно ориентированных элементарных дисбалансов (для любых $\gamma \in [0, 2\pi)$). Рассмотрим следующие случаи.

1) Короткий или сферический относительно точки O составной ротор: $C \geq B \geq A$. Из (8) находим

$$f(\omega) \geq k + \omega^2(C - B) \geq k > 0.$$

В этом случае автобалансировка невозможна.

2) Длинный относительно точки O составной ротор: $A \geq B > C$. Условие (8) будет выполняться для любых элементарных дисбалансов, если будет выполняться условие

$$f(\omega) \leq k - \omega^2(B - C) < 0.$$

Из этого условия находим единственную критическую скорость системы, при превышении которой наступит автобалансировка:

$$\omega_{кр} = \omega_2 = \sqrt{k/(B - C)}, \quad (9)$$

Заметим, что ω_2 – это вторая критическая скорость составного ротора. Его первая критическая скорость $\omega_1 = \sqrt{k/(A - C)}$, $\omega_1 < \omega_2$.

Полученный результат не зависит в явном виде от типа АБ и вида уравниваемого дисбаланса. Для дальнейшего уточнения критической скорости (9) необходимо решить задачу по определению главных осевых моментов инерции составного ротора. Для конкретного АБ, дисбаланса и ротора эта задача не представляет принципиальных трудностей.

Выводы

1. Ротор с неподвижной точкой и симметричными вязко-упругими опорами может быть уравновешен пассивным АБ только в случае длинного относительно неподвижной точки составного ротора. При этом система имеет единственную критическую скорость, равную наивысшей критической скорости составного ротора, при превышении которой наступает автобалансировка.

2. Инженерный критерий устойчивости основного движения позволил разделить задачу определения критических скоростей системы на две части. Первая часть позволяет получать обобщенные критические скорости, как функции главных осевых моментов инерции A , B , C составного ротора. Вторая часть состоит в поиске главных осевых моментов инерции системы, что позволяет учесть в явном виде зависимость критических скоростей от типа АБ и уравниваемых дисбалансов.

Список литературы

1. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 1 – Leblanc balancers // Machine Design, 1950a, Vol. 22 No 9, pp. 119-124.
2. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers // Machine Design, 1950b, Vol. 22 No 10, pp. 103-106.
3. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. -М.: Наука, 2002. -119 с.
4. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спец. 05.02.09 - динаміка та міцність машин). - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.
5. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів пасивними автобалансирами. Дис. доктора техн. наук 05.02.09 – Динаміка та міцність машин / Національний техн. ун-т України "Київський політехнічний інститут", Київ, 2005. – 352 с.

З використанням критерію стійкості основного руху визначаються умови врівноваження пасивними автобалансирами ротора з нерухомою точкою і симетричними в'язко-пружними опорами.

With use of criterion of stability of main motion of system rotor - autobalancer, are investigated the critical speeds of the system, in transition of which autobalancing comes or lost.

Дослідження вібраційних процесів у сільськогосподарських машинах оптичними методами

В статье приведено описание оптического метода, который рекомендуется для исследования вибрационных процессов узлов и деталей сельскохозяйственных машин. Описаны подходы к компьютерной обработке результатов измерения оптическим методом вибрационных процессов.
вибродіагностика, сільськогосподарські машини, оптичний метод, параметри вібрації

Робота багатьох типів сільськогосподарських машин базується на використанні вібраційних процесів. З іншої сторони вібрації, що виникають при роботі сільськогосподарських машин є шкідливим явищем, що призводить до порушення нормальної роботи вузлів, їх прискореного зношування та аварійного руйнування. Наявність нелінійних властивостей динамічної системи обумовлює виникнення люфтів в з'єднаннях, підвищений знос деталей та погіршення в цілому експлуатаційних характеристик машин. На сьогодні вібродіагностика технічного стану машин у процесі випробувань та експлуатації є надійними засобами визначення особливостей динамічних характеристик обладнання [1].

Для визначення характеристик віброакустичних процесів, що мають місце під час роботи машини, як правило, використовуються експериментальні методи досліджень, які базуються на спектральному аналізі випадкових процесів. В даний час методи спектрального аналізу автоматизовані, розроблено ефективні алгоритми і програмне забезпечення для здійснення спектрального аналізу на ЕОМ. Існуюче обладнання, як правило, складне і його зручно використовувати лише в стаціонарних умовах.

Для експериментального визначення просторової вібрації вузлів сільськогосподарських машин доцільно застосовувати оптичні безконтактні методи вимірів, які полягають в реєстрації шляхом фотографування світлової плями, утвореної рухомим джерелом світла, встановленим на певній деталі. До складу пристрою входить джерело живлення та світловий випромінювач (фотодіод) із високою інтенсивністю світлового потоку. Масу пристрою може бути зниженою до кількох грамів. Розміри випромінювальної поверхні (діаметр 1-2 мм) світлового випромінювача регулюються діафрагмою.

При вібрації деталі, що обертається, світлові плями описують криволінійні траєкторії. Вони фіксуються фотоапаратом, що встановлений на штативі на відстані 1,0-1,5 м від фотодіодів. Експозиція фотоапарату вибирається такою, щоб зафіксувати до 10 циклів коливань фотодіода з деталлю. Якщо поперечні коливання деталі, що обертається, в перерізі де знаходиться фотодіод є незначними, то форма світлового кільця наближається до кола. При наявності коливань заготовки форма світлового кільця відрізняється від кола. Якщо коливання заготовки усталені, і їх параметри не змінюються за час експозиції, то світлове кільце є суцільним. У випадку, коли коливання деталі є нестаціонарними, а положення перерізу деталі змінюється за час експозиції, світлове кільце може бути роздвоєним. Прояв коливань заготовки на формі і конфігурації світлового п'ятна залежить від частоти коливань деталі.

Якщо період коливань деталі T набагато менший характерного часу $T \approx \frac{T_0}{(2...3)}$,

то це буде проявлятися у простому розширенні світлового кільця в точці, де виникають дані високочастотні коливання. Коли період коливань заготовки дещо менший характерного часу, то коливання заготовки, при їх невеликій амплітуді, проявляються у вигляді зміни форми світлового кільця в залежності від зміни полярного кута.

Виміри фотографії світлового кільця дозволяють визначити низькочастотні і високочастотні коливання заготовки. Низькочастотні коливання проявляються у відхиленні середньої лінії світлового кільця від кола, а високочастотні коливання проявляються у зміні товщини світлового кільця в тангенціальному напрямку.

По збільшеній фотографії світлового кільця вимірюють його геометричні розміри. В даній системі координат визначається положення масиву точок, що відповідають середній лінії світлового кільця та радіальній ширини кільця. Виміри точкових геометричних розмірів світлового кільця здійснюють для його різних радіальних перерізів.

Масив точкових значень середньої лінії та ширини кільця вводиться в ЕОМ у вигляді векторів. Цей масив значень згладжується за допомогою кубічних сплайнів із одержанням неперервної залежності. Згладжена кубічними сплайнами середня лінія світлового кільця являє собою траєкторію світлової плями, яка рухається разом із вузлом, що досліджується і визначає довгоперіодичні (низькочастотні) коливання заготовки (рис.1).

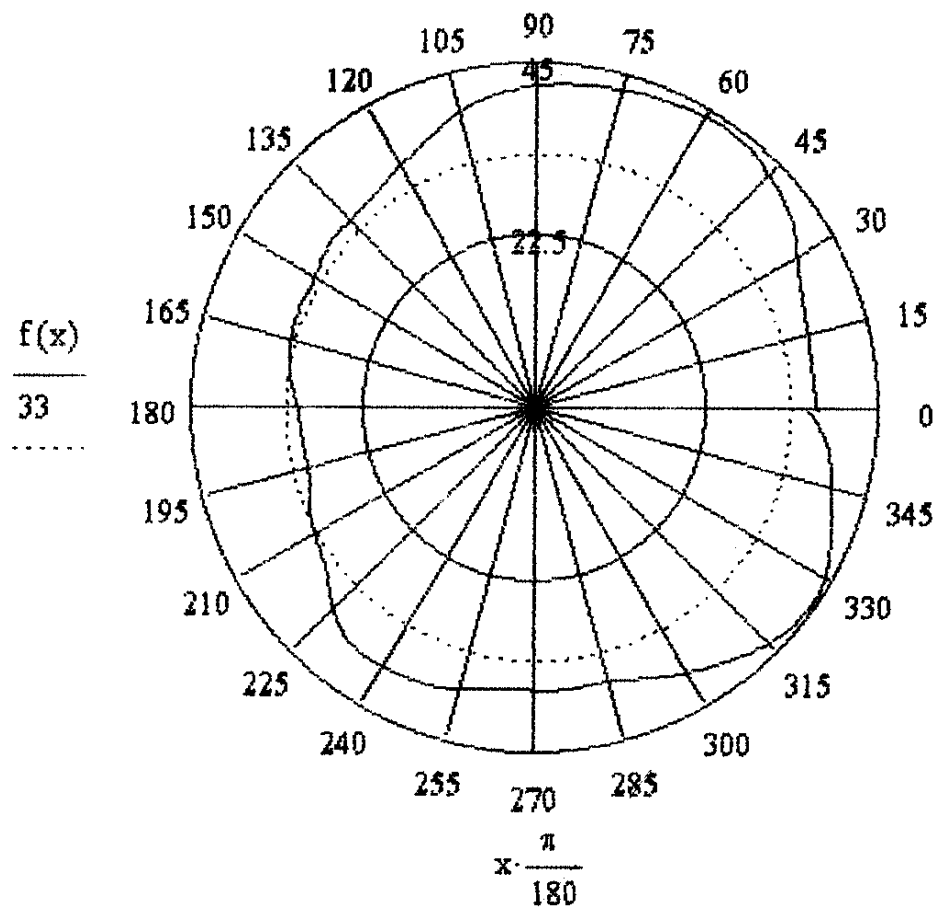


Рисунок 1 – Згладження точкових значень середньої лінії світлового кільця за допомогою кубічних сплайнів

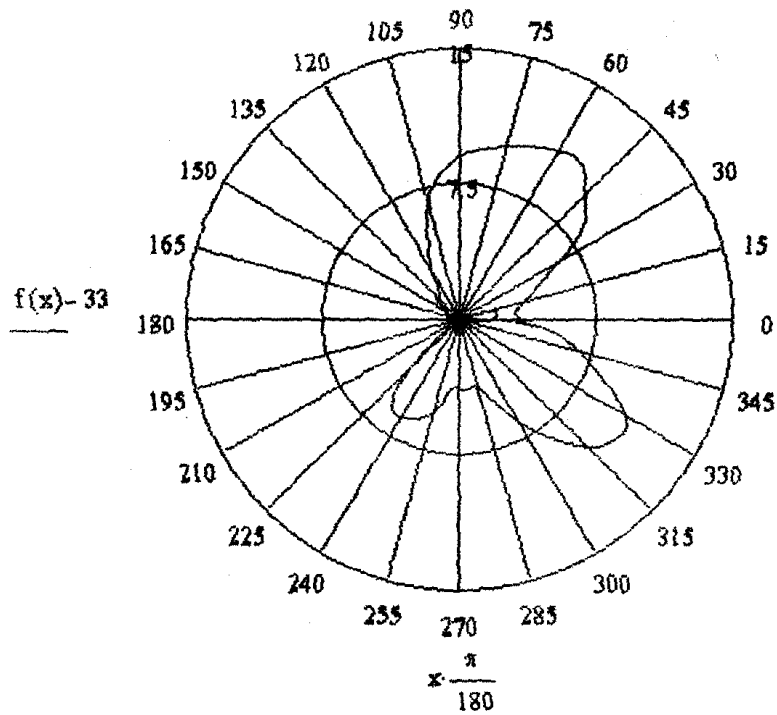


Рисунок 2 – Траєкторія руху центра заготовки визначена в полярній системі координат

Для більш детального розгляду складових процесу здійснюється спектральний аналіз діаграми, яка описує переміщення центра світлової плями у вигляді ряду Фур'є (рис.2). Для визначення коефіцієнтів в ряду Фур'є застосовується наступна схема. Формується масив точкових значень центральної лінії світлового п'ятна послідовно для трьох повних обертів полярного кута. Одержаний масив згладжується кубічними сплайнами. При цьому сформовується три періоди процесу, що описує форму центральної лінії світлового кільця. Центральний період процесу використовується для знаходження коефіцієнтів в ряду Фур'є. Як строго періодична функція ділянка процесу, який відповідає центральному періоду, не має особливостей на межах інтервалу періодичності.

Опис форми центральної лінії світлового кільця відрізком ряду Фур'є служить основою для обчислення параметрів світлового кільця, зокрема, значення радіальної швидкості та радіального прискорення.

Аналізу коефіцієнтів ряду Фур'є свідчить, що в полярній діаграмі основний вклад дають лише кілька перших гармонік. Для уточнення кількості даних гармонік та визначення їх вкладу в формування процесу використовують спектри амплітуд і початкових фаз розкладу.

У більшості випадків аналіз спектра амплітуд показує, що суттєвими є гармоніки номери яких не перевищують 10. На спектрі амплітуд гармоніки відображають закономірності овальності діаграми (гармоніка з номером 2), огранку контуру по чотирьом граням (гармоніка з номером 4), а також по 3-м і 5-ти граням. Перша гармоніка розкладу залежить від вибору системи координат. Наявність суттєвих парних гармонік з невисокими номерами (№2 і №4) свідчить про наявність двох перпендикулярних напрямків коливань. У більшості випадків ці напрямки відповідають напрямку дії гравітаційних сил на детать та перпендикуляру до нього. Спектральний аналіз дає можливість спростити опис полярної діаграми шляхом ігнорування несуттєвих складових ряду Фур'є.

Додаткову інформацію, яка більш повно розкриває сутність вібраційних процесів, можна отримати використовуючи пульсуючі джерела світла на основі фотодіодів при малих експозиціях фотографування.

Висновок

З метою поліпшення технологічних параметрів та підвищення надійності сільськогосподарських машин дослідження вібраційних процесів раціонально проводити з використанням оптичних методів. Комп'ютерна обробка результатів проведених досліджень дозволяє отримати значну кількість інформації про параметри вібрацій.

Список літератури

1. Струтинський В.Б., Кропивна А.В. Визначення оптичним методом низькочастотних коливань прутка на токарному багатошпиндельному автоматі // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. № 17. Кіровоград, 2006. – С. 174-180.

В статті приведений опис оптичного методу, який рекомендується для дослідження вібраційних процесів вузлов та деталей сільськогосподарських машин. Описані підходи до комп'ютерної обробки результатів вимірювання оптичним методом вібраційних процесів.

Description of optical method which is recommended for research of vibration processes of knots and details of agriculture machines is resulted in the article. Going is described near kompyuternoy treatment of results of measuring the optical method of vibration processes.

Технологічний модуль моніторингу стану сільськогосподарських угідь

Для ефективного функціонування роботизованої системи моніторингу стану сільськогосподарських угідь потрібен технологічний модуль для оптичної реєстрації параметрів. При створенні цієї системи важливо використовувати передові технології.

точне землеробство, моніторинг сільськогосподарських угідь

Постановка проблеми

Інформаційні системи, які поступово впроваджуються в технології сільського господарства, дали поштовх для розвитку нового напрямку – точного землеробства. Проте цей напрямок вимагає створення спеціалізованого обладнання для ведення сільського господарства на якісно новому рівні, зокрема, створення автоматизованої, автономної системи для дистанційного моніторингу стану сільськогосподарських угідь.

Головною задачею технологій точного землеробства є збір, аналіз та інтерпретація місцевизначеної інформації. Цей процес є трудомістким і вартісним, тому важливо розробити технологічне обладнання для роботизованої системи моніторингу стану сільськогосподарських угідь, на основі якої в подальшому можна впроваджувати оптимальні плани для управління агробіологічним потенціалом сільськогосподарського поля.

Аналіз досліджень та публікацій

Англійською фірмою Challeng Agriculture був розроблений оптичний прилад (золота медаль на паризькій виставці 1994р.) для спрощення агрохімічного аналізу ґрунту. Вміст у ґрунті азоту, фосфору, калію та інших елементів визначався шляхом порівняння вимірювання у двох точках відбитого світла вибраної лінії спектра. Він може обробляти біля 30 параметрів та запам'ятовувати 50 значень [1].

Постановка завдання

Сучасні технології ведення ефективного сільського господарства вимагають створення новітніх систем для проведення моніторингу. Тому закономірним є створення технологічного обладнання для роботизованої системи моніторингу стану сільськогосподарських угідь.

Виклад основного матеріалу

На даному етапі створена роботизована система для доставки технологічного обладнання моніторингу стану сільськогосподарських угідь. Проаналізувавши різні варіанти компоновочних схем цього засобу (маси, габаритних розмірів та інше), були визначені оптимальні параметри.

Роботизована система (рис.1) моніторингу стану сільськогосподарських угідь має наступні характеристики.



Рисунок 1 – Загальний вигляд роботизованої системи для моніторингу стану сільськогосподарських угідь

Таблиця 1 – Техніко-експлуатаційні характеристики роботизованої системи моніторингу стану сільськогосподарських угідь

№ п/п	Параметр	Одиниці вимірювання	Величина параметра
	Маса (у спорядженому стані)	кг	90
	Потужність приводних електродвигунів	кВт	1,5
	Габаритна довжина	мм	100
	Габаритна ширина	мм	1000
	Габаритна висота	мм	1150
	Мінімальний радіус розвороту	мм	2250
	Відстань між керованими (привідними колесами)	мм	900
	Відстань між керованими та приводними колесами	мм	1050

Наступним етапом є створення технологічного модуля моніторингу стану сільськогосподарських угідь, кероване оператором.



1 – ноутбук ASUS A6000VMeries, 2 – TV тюнер моделі AVerTV Hybrid+FM Volar, 3 – приймача відеосигналу Nokasonic моделі Radio AV Receiver, 4 – оптична апаратури (відеокамера), 5 – живлення ноутбук, 6 – живлення приймача Nokasonic моделі Radio AV Receiver

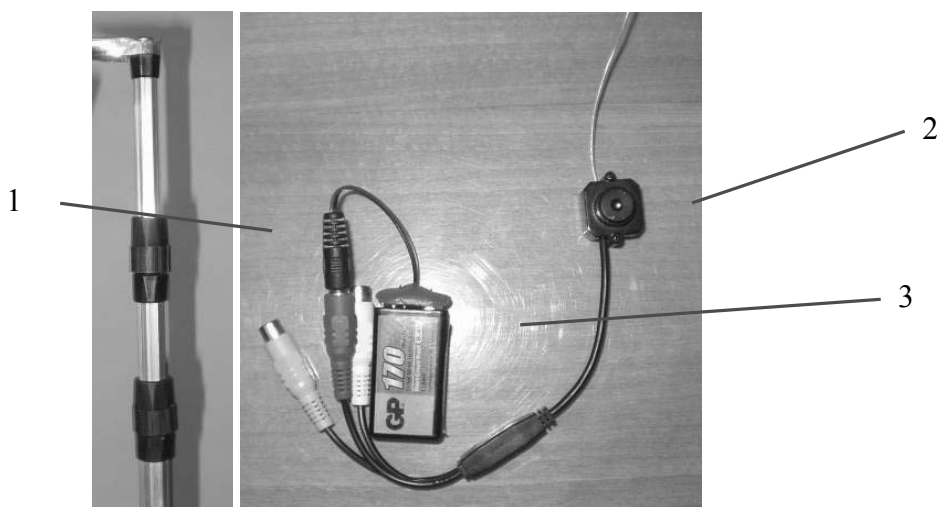
Рисунок 2 – Робоче місце оператора для моніторингу стану сільськогосподарських угідь

Моніторинг стану сільськогосподарських угідь здійснюється за допомогою оптичної апаратури (відеокамери), роботою якої керує оператор. Робоче місце

оператора (рис.2) для моніторингу стану сільськогосподарських угідь складається з ноутбука ASUS A6000VMeries 1, до якого підключений TV тюнер 2 моделі AVerTV Hybrid+FM Volar за допомогою USB порту, що сприймає сигнал від приймача відеосигналу Nokasonic 3 моделі Radio AV Receiver. Цей сигнал передається на Nokasonic від оптичної апаратури (відеокамери) 4. Живлення ноутбука 5 та Nokasonic моделі Radio AV Receiver 6 відбувається від мережі напругою 220В.

Таблиця 2 – Технічна характеристика Nokasonic моделі Radio AV Receiver

№ п/п	Назва параметру	Одиниці вимірювання	Величина
1	Мінімальна освітленість	Люкс	3
2	Робоча частота	MHz	900-1200
3	Напруга живлення	В	6-12



1 – телескопічна штанга, 2 - оптичної апаратури (відеокамера)

Рисунок 3 – Технологічний модуль

Технологічний модуль (рисунок3) складається з телескопічної штанги 1, до якої відбувається кріплення оптичної апаратури (відеокамери) 2. Телескопічна штанга 1, на котрій відбувається монтування технологічного обладнання для моніторингу стану сільськогосподарських угідь забезпечує зміну висоти фотографування, яка залежить від необхідного ступеня деталізації та площі поверхні поля. Живлення оптичної апаратури (відеокамери) відбувається за допомогою акумуляторної батареї 3 напругою 8,4 В.

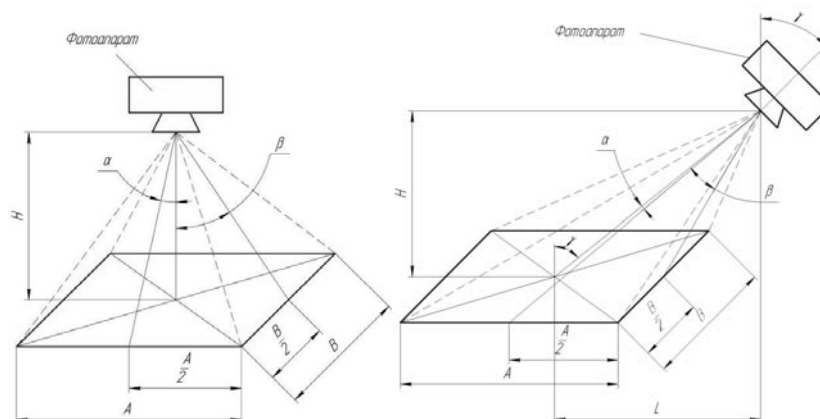


Рисунок 4 – Залежність площі моніторингу поверхні поля від висоти та кута нахилу фотоапарата

Залежно від кутів α та β , кута нахилу оптичної осі фотоапаратури до вертикальної осі γ , висоти фотографування H та відстані до центру оптичної осі L змінюється площа моніторингу поверхні поля та ступінь деталізації (рис. 4).

Реєстрація координат зйомки відбувається за допомогою GPS-навігатора виробництва фірми «GARMIN» із США, що встановлений під телескопічною штангою на одній вертикальній осі з нею.



1 – антена GPS; 2 – дисплей; 3 – панель управління

Рисунок 5 – GPS –навігатор для реєстрації координат («GARMIN», США)

GPS – навігатор для реєстрації координат («GARMIN», США) (рис. 5) складається із антени 1, через яку сигнал поступає на контролер приладу, а координати місцезнаходження виводяться на дисплей 2. Для управління роботою приладу передбачено панель управління 3. Живлення приладу відбувається від автономного джерела напругою 3 В (двох акумуляторних батарей типу AA).

Технологічний модуль для моніторингу стану сільськогосподарських угідь працює наступним чином. Роботизована система (рис. 1) , на якій встановлений технологічний модуль, переміщується по наперед заданій траєкторії руху. Координати місця положення роботизованої системи визначаються за допомогою GPS – навігатор для реєстрації координат («GARMIN», США) (рисунок 5) та передаються на робоче місце оператора. У визначених точках руху технологічний модуль (рис. 3) фіксує елементарні ділянки площею S .

Наступним етапом є створення карт поля, для чого необхідно дешифрувати отримані знімки відповідно до методики [2], (рис. 6).

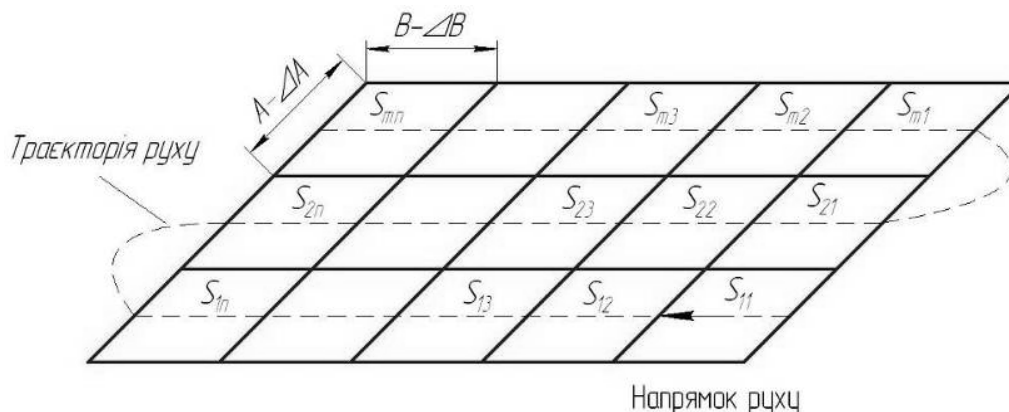


Рисунок 6 – Групування інформації у певний масив даних

Згідно методики [2], поверхні поля розбиваються на елементарні ділянки (рис. 6) площею S , котрі групуються за певним законом.

Ділянки вздовж проходу нумеруються в інтервалі 1 до n , кількість проходів нумерується в інтервалі від 1 до m . Таким чином кожна з них має координати S_{mn} , де m – номер ділянки вздовж проходу, n – кількість проходів.

Висновки

Таким чином, створений технологічний модуль для моніторингу стану сільськогосподарських угідь у оптичному діапазоні, дозволяє з високою точністю фотографувати окремі ділянки поля, які обробляються за допомогою спеціальних методів.

Список літератури

1. Адамчук В. В. , Мойсеєнко В. К. (ИМЭСХ, Украина) Точное земледелие: существо и технические проблемы //Журнал "Тракторы и сельскохозяйственные машины".- 2003 год.- № 8.-С.14-17.
2. Лабораторные работы по структурной геологии, геокартированию и дистанционным методам: Учеб. Пособие для вузов/А.Е.Михайлов, В.В. Шешуков, Е.П. Успенский и др.. – М: Недра, 1988.- 196 с.

Для ефективного функціонування роботизованої системи моніторингу стану сільськогосподарських угідь нужен технологічний модуль для оптичної реєстрації визначених параметрів сільськогосподарських угідь. При створенні роботизованої системи важко використовувати передові технології.

For the effective functioning robotized system for monitoring of the state of agricultural lands the technological module for optical registration of definite parameters of agricultural lands is needed. At creation of the robotized system it is important to use front-rank technologies.

В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук, С.М. Лещенко, інж., В.В. Гончаров, доц., канд. фіз.-мат. наук, М.І. Васильковський, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Теоретичний аналіз розділення зернових сумішей багатоструменевим ділильником перед введенням матеріалу в зону пневмосепарації

В статті проведено аналіз роботи багатоструменевого ділильника пневмосепаруючої системи ЗОМ з метою досягнення необхідної швидкості потрапляння зернового матеріалу в зону очищення та виключення зупинки матеріалу в зоні розділення на окремі струмені.
зерноочисна машина (ЗОМ), пневмосепаруючі канали (ПСК), багатоструменевий ділильник, введення зернового матеріалу, зернові струмені

При проведенні операцій післязбиральної очистки зернових сумішей за рахунок повітряного потоку відбувається видалення легких домішок, щуплого та пошкодженого зерна основної культури та насіння бур'янів із зібраного матеріалу. Якість і своєчасність проведення післязбирального очищення зерна обумовлюється забезпеченням умов необхідних і достатніх для подальшого збереження матеріалу із заданими продовольчими та посівними кондиціями. Слід зауважити, що в більшості випадків домішки, які виділяються повітряним потоком мають значно вищу вологість, ніж зерно основної культури, а тому якісна і вискоєфективна робота пневмосепаруючих робочих органів ЗОМ дозволяє зберегти зібраний врожай і запобігти його передчасному псуванню.

Під час проведення аналізу існуючих пневмосистем ЗОМ [1, 2, 3] було встановлено, що більшість ПСК мають незадовільні показники роботи, а саме, якісні показники їх роботи не відповідають вимогам Держстандарту до очищення зернових сумішей [3]. Особливо проблемними зонами ПСК є місця введення матеріалу в зону дії повітряного потоку та виведення його з неї [4] незалежно від того, очищення відбувається вертикальним чи похилим повітряним потоком. Це можна пояснити тим, що матеріал, який потрапляє під дію повітряного потоку, створює додатковий опір повітрю, а зважаючи на високу дисперсність останнього, повітряний потік перерозподіляється по поперечному перерізі каналу, створюючи цим самим нерівномірне швидкісне поле в різних частинах ПСК. Значна нерівномірність поля швидкостей по перерізу ПСК має прямий зв'язок з якісними показниками пневмосепарації, а саме, ефектом очистки і чіткістю сепарації, оскільки різниця швидкостей в різних зонах каналу призводить до зниження ефекту очистки та збільшенню вмісту повноцінного зерна у відходах (чіткість сепарації).

З метою вирівнювання поля швидкостей по поперечному перерізі каналу, і цим самим підвищення ефективності пневмосепарації, було запропоновано встановлювати додатковий опір в центральній частині каналу (решітки із гофрованих пластин) [1], різноманітні активні пристрої введення матеріалу з частковим розподіленням частин зернової суміші в місці її введення в ПСК [1, 4] тощо. В своїй сукупності ці пристрої та засоби вирівнювання швидкості повітряного потоку по перерізу каналу значно ускладнюють конструкцію машини, а ефективність їх роботи залишається низькою, саме це і обмежило їх практичне застосування.

На наш погляд, більш ефективним напрямком інтенсифікації пневмосепаруючого процесу, який і призводить до значного вирівнювання швидкісного поля, є удосконалення способу введення зернового матеріалу в ПСК, замінивши традиційний пасивний спосіб введення зернового матеріалу по похилій площині на багатоструменевий [5], при якому зернова суміш в зону дії повітряного потоку вводиться не суцільним потоком, а окремими струменями [6].

На рис. 1 наведено технологічну схему вертикального ПСК з традиційним та багатоструменевим введенням оброблюваного матеріалу в повітряний потік. На рис. 2 наведено фото багатоструменевих ділильників, які використовувались на експериментальній установці при проведенні експериментальних досліджень.

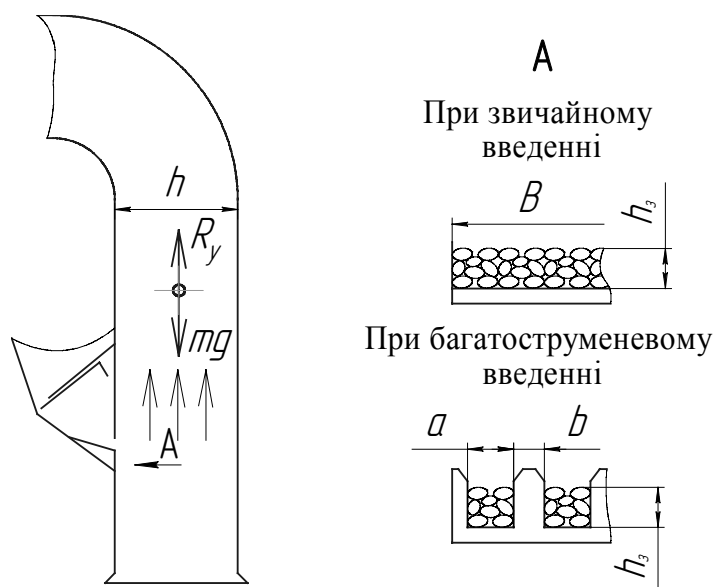


Рисунок 1 – Технологічна схема роботи ПСК з традиційним та багатоструменевим введенням зернового матеріалу в ПСК

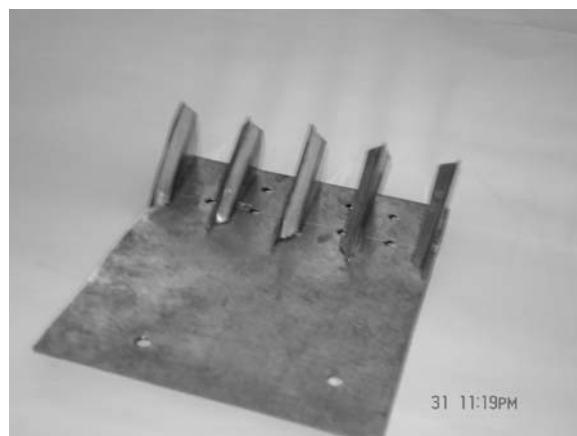


Рисунок 2 – Фото експериментальних пасивних багатоструменевих ділильників

Проведені попередні дослідження вдосконаленого способу введення матеріалу [6] дозволяють відмітити його високу ефективність та доводять, що при попередньому очищенні зернових сумішей багатоструменеве введення зернового матеріалу з шириною зернових струменів $a=15$ мм та шириною ділильника $b=8$ мм спостерігається підвищення продуктивності пневмосепарації в 1,6 рази, при цьому досягається зниження енергоємності системи на 15-20%.

З метою забезпечення заданої швидкості введення матеріалу в зону очистки повітряним потоком, а отже і необхідної продуктивності роботи ПСК, та виключення можливості зупинки зернового матеріалу під час його розділення пасивними багатоструменевими ділильниками слід провести аналітичний аналіз по дослідженню робочих параметрів ділильника.

Проведемо аналіз руху матеріалу після виходу з бункера до моменту попадання в зону дії повітряного потоку.

Розглянемо рух частини матеріалу, який знаходиться між двома вертикальними площинами перпендикулярними боковій поверхні лотка, що виходить з бункера, відстань між площинами рівна Δl

Весь рух розіб'ємо на три етапи

Перший етап – рух матеріалу до ділильників, другий – рух при вході до ділильників, третій – рух в ділильниках.

1) Рух до ділильників

Диференціальне рівняння руху при цьому має вигляд

$$m\bar{a} = \bar{P} - \bar{F}_{\text{дн}} - \bar{F}_{\text{бок}}, \quad (1)$$

де $\bar{P} = m\bar{g}$ – сила ваги матеріалу;

$\bar{F}_{\text{дн}} = f \bar{N}$ – сила тертя матеріалу при русі по днищу;

f – коефіцієнт тертя матеріалу по днищу;

$\bar{N}$ – сила реакції днища;

$\bar{F}_{\text{бок}} = f \bar{N}_{\text{бок}}$ – сила тертя від бокової поверхні лотка, по якому вводиться матеріал.

Опором повітря знехтуємо, так як швидкість на цьому етапі досить мала ($V \approx 0,5 \text{ м/с}$) і частинки матеріалу рухаються в загальній масі.

Розглянемо Декартову систему координат на площині OXY : початок координат O знаходиться в точці виходу матеріалу з бункера, напрям вісі OX співпадає з напрямом початкової швидкості матеріалу, вісь OY направлена вгору перпендикулярно днищу. В вибраній системі координат рівняння (1) в проекції на вісь OX прийме вигляд:

$$m\ddot{x} = mg \sin \alpha - f mg \cos \alpha - fmg \frac{h}{a}, \quad (2)$$

так як

$$N_{\text{бок}} = 2 \int_0^h \rho g y \Delta l dy = 2 \rho g \Delta l \frac{y^2}{2} \Big|_0^h = 2 \rho g \Delta l \frac{h^2}{2} = (\rho a \Delta l h) g \frac{h}{a} = mg \frac{h}{a}, \quad (3)$$

де $h = h_0 \frac{V_0}{\dot{x}}$ – висота потоку матеріалу в момент часу t ,

h_0 – початкова висота потоку.

Тут α – кут нахилу днища лотка до горизонту, V_0 , h_0 – відповідно, швидкість та висота потоку матеріалу при виході з бункери, a – ширина лотка.

Отже, рівняння (2) приймає вигляд:

$$\ddot{x} + fg \frac{h_0 V_0}{a \dot{x}} = g(\sin \alpha - f \cos \alpha). \quad (4)$$

Рівняння (4) є диференціальним рівнянням другого порядку, яке допускає пониження порядку. Зробимо заміну $\dot{x} = V$, тоді $\ddot{x} = \dot{V}$ і з (4) отримаємо:

$$\dot{V} + fg \frac{h_0 V_0}{aV} = g(\sin \alpha - f \cos \alpha). \quad (5)$$

Диференціальне рівняння (5) є диференціальним рівнянням першого порядку з розділювальними змінними. Розділивши змінні, отримаємо

$$\frac{dV}{g(\sin \alpha - f \cos \alpha) - fg \frac{h_0 V_0}{aV}} = dt,$$

або

$$A_1 \cdot \frac{V}{V - A_2} dV = dt, \quad (6)$$

$$\text{де} \quad A_1 = \frac{1}{g(\sin \alpha - f \cos \alpha)}, \quad A_2 = \frac{g}{a} A_1 f h_0 V_0. \quad (7)$$

Після інтегрування, маємо

$$A_1 \cdot (V + A_2 \ln |V - A_2|) = t + C, \quad (8)$$

де C – постійна інтегрування, яка знаходиться з початкової умови $V = V_0$ при $t = t_0$.

Маємо

$$C = A_1 \cdot (V_0 + A_2 \ln |V_0 - A_2|). \quad (9)$$

Підставивши (9) в (8) отримаємо:

$$A_1 \cdot (V + A_2 \ln |V - A_2|) = t + A_1 \cdot (V_0 + A_2 \ln |V_0 - A_2|)$$

або

$$A_1 \cdot \left(V - V_0 + A_2 \ln \left| \frac{V - A_2}{V_0 - A_2} \right| \right) = t. \quad (10)$$

Рівність (10) задає в неявному вигляді швидкість V як функцію часу t .

Отже для знаходження закону руху матеріалу до ділильника потрібно розв'язати рівняння

$$\dot{x} = V, \quad (11)$$

де швидкість V є розв'язком рівняння (10).

Так як рівняння (10) є нерозв'язним в аналітичному вигляді відносно V , то (11) потрібно розв'язувати наближено

$$x_{i+1} = x_i + V_i \cdot \Delta t,$$

де V_i є розв'язком рівняння

$$A_1 \cdot \left(V_i - V_0 + A_2 \ln \left| \frac{V_i - A_2}{V_0 - A_2} \right| \right) = t_i,$$

$$\text{а } t_i = t_{i-1} + \Delta t.$$

2) Взаємодія з ділильниками – потік розбивається на три частини: дві крайні полоси, що виходять на ділильники та центральна частина, що виходить на жолоб ділильника.

Для отримання закону руху матеріалу при вході в ділильники застосуємо закон збереження енергії.

Розглянемо рух частини матеріалу, що знаходиться між двома вертикальними площинами, які перпендикулярними боковій поверхні ділильника. Відстань між площинами рівна Δl . Тоді маса Δm даного матеріалу рівна $\Delta m = \rho a h \Delta l$, де ρ – густина

матеріалу, a – відстань між боковими поверхнями ділильника, h – висота шару матеріалу, що рухається.

Розглянемо Декартову систему координат на площині OXY : початок координат – точка O знаходиться на днищі лотка в точці, де починається ділильник, вісь OX направлена паралельно днищу в напрямку руху матеріалу, вісь OY – вгору перпендикулярно днищу.

Запишемо закон збереження енергії для вибраної частини матеріалу:

$$K_1 + \Pi_1 = K_2 + \Pi_2 + Q_{12}, \quad (12)$$

де K_1, Π_1, K_2, Π_2 – відповідно, кінетична і потенціальна енергії в деякий момент часу t (індекс „1”) та $t + \Delta t$ (індекс „2”);

Q_{12} – енергія затрачена на подолання сил тертя при русі матеріалу за час Δt .

Знайдемо усі складові рівності (12). Для кінетичної і потенціальної енергій маємо

$$K_1 = \frac{\Delta m V^2}{2}, \quad \Pi_1 = \Delta m g H, \quad K_2 = \frac{\Delta m (V + \Delta V)^2}{2}, \quad \Pi_2 = \Delta m g (H + \Delta H),$$

де $V, V + \Delta V, H, H + \Delta H$ – відповідно, швидкість та положення центра ваги матеріалу в моменти часу t та $t + \Delta t$;

g – прискорення земного тяжіння.

Нехай за час Δt матеріал пройшов шлях Δx , тоді

$$\Delta H = -\Delta x \sin \alpha + \frac{\Delta h}{2},$$

де α – кут, який утворює днище роздільника з горизонтальною площиною;

Δh – зміна висоти пласту матеріалу за час Δt .

Визначимо закон зміни висоти потоку матеріалу $h(x)$. З умови нерозривності потоку матеріалу за час Δt

$$h_1 a_1 V_1 \Delta t = h_2 a_2 V_2 \Delta t$$

маємо:

$$h a V = (h + \Delta h)(a - \Delta x \sin \beta)(V + \Delta V)$$

або спростивши

$$0 = h a \Delta V + V a \Delta h - h V \sin \beta \Delta x - h \sin \beta \Delta x \Delta V + a \Delta h \Delta V - V \sin \beta \Delta h \Delta x \sin \beta \quad (13)$$

з точністю до малих першого порядку отримаємо

$$\Delta h \approx \frac{h}{a} \sin \beta \Delta x - \frac{h}{V} \Delta V, \quad (14)$$

де β – кут розхилу ділильника.

Поділивши (13) на Δx і перейшовши до границі при $\Delta x \rightarrow 0$ отримаємо диференціальний зв'язок між висотою матеріалу та його швидкості:

$$h'_x = \frac{h}{a} \sin \beta - \frac{h}{V} V'_x. \quad (15)$$

Затрати Q_{12} на подолання сил тертя представимо у вигляді

$$Q_{12} = Q_1 + Q_2 + Q_3,$$

де $Q_1 = \Delta m g f \cos \alpha \Delta x$ – затрати енергії на подолання сили тертя об днище;

$$Q_2 = f \rho g \frac{h^2}{2} \Delta l \frac{\Delta x}{\cos \beta} = f \Delta m g \frac{h}{2a} \frac{\Delta x}{\cos \beta} \quad \text{– затрати енергії на подолання сили тертя}$$

по боковій стінці ділильника;

Q_3 – втрати кінетичної енергії при ударі матеріалу по боковій стінці ділильника.

Так як швидкість матеріалу до удару V і після удару V_{y0} зв'язані формулою $V_{y0} = V(\sin \beta - f \cos \beta)$, то енергію Q_3 знайдемо як різницю кінетичної енергії до ΔK_1 і після ΔK_2 удару матеріалу, який ударяється об бокову стінку ділильника

$$Q_3 = \Delta K_1 - \Delta K_2 = 2 \frac{\Delta m_{\Delta x} V^2}{2} - 2 \frac{\Delta m_{\Delta x} V^2 (\sin \beta - f \cos \beta)^2}{2} =$$

$$= \Delta m_{\Delta x} V^2 (1 - (\sin \beta - f \cos \beta)^2) = \Delta m \frac{\Delta x \operatorname{tg} \beta}{a} V^2 (1 - (\sin \beta - f \cos \beta)^2),$$

де $\Delta m_{\Delta x} = \Delta m \frac{\Delta x \operatorname{tg} \beta}{a}$ – маса матеріалу, який ударяється об бокову стінку.

Отже, підставивши знайдені вирази для енергій в (2.1), отримаємо з точністю до малих першого порядку

$$\frac{\Delta m V^2}{2} + \Delta m g H = \frac{\Delta m (V + \Delta V)^2}{2} + \Delta m g \left(H - \Delta x \sin \alpha + \frac{h}{2a} \sin \beta \Delta x - \frac{h}{2V} \Delta V \right) +$$

$$+ \Delta m g f \cos \alpha \Delta x + f \Delta m g \frac{h}{2a \cos \beta} \frac{\Delta x}{\cos \beta} + \Delta m \frac{\Delta x \operatorname{tg} \beta}{a} V^2 (1 - (\sin \beta - f \cos \beta)^2).$$

Після спрощення остання рівність дає

$$0 = V \frac{\Delta V}{\Delta x} + g \left(-\sin \alpha + \frac{h}{2a} \sin \beta - \frac{h}{2V} \frac{\Delta V}{\Delta x} \right) +$$

$$+ g f \cos \alpha + f g \frac{h}{2a \cos \beta} + \frac{\operatorname{tg} \beta}{a} V^2 (1 - (\sin \beta - f \cos \beta)^2). \quad (16)$$

Перейшовши в (16) до границі при $\Delta x \rightarrow 0$ отримаємо

$$\left(V - \frac{gh}{2V} \right) V'_x = g \left(\sin \alpha - f \cos \alpha - \frac{h}{2a} \left(\sin \beta + \frac{f}{\cos \beta} \right) \right) - \frac{V^2}{2a} \sin 2\beta (1 - f + 2f \operatorname{tg} \beta).$$

Отже, поставлена задача звелась до розв'язування системи рівнянь

$$\begin{cases} V'_x = \frac{Vg}{2V^2 - gh} \left[\left(2(\sin \alpha - f \cos \alpha) - \frac{h}{a} \left(\sin \beta + \frac{f}{\cos \beta} \right) \right) - \frac{V^2}{ag} \sin 2\beta (1 - f + 2f \operatorname{tg} \beta) \right] \\ h'_x = \frac{h}{a} \sin \beta - \frac{h}{V} V'_x, \end{cases}$$

де $a = a_0 - 2x \operatorname{tg} \beta$.

3) Рух в ділильнику.

Рух матеріалу на третьому етапі описується аналогічно першому. Різниця полягає тільки в тому, що:

1) сила реакції бокових стінок тепер рівна $N_{бок1}$:

$$N_{бок1} = N_{бок} \cdot n_c,$$

де $N_{бок}$ – сила реакції, яка визначена в (3);

n_c – кількість струменів, на які ділильник ділить потік матеріалу.

2) ширина лотка рівна a_1 :

$$a_1 = a_c \cdot n_c,$$

де a_c – ширина одного струменя ділильника.

Отже, в рівностях (7), (10) буде тільки одна відмінність: в виразі для A_2 потрібно a замінити на a_c .

Результати проведеного моделювання по аналітичному дослідженні швидкостей та переміщень частин зернової суміші при розділенні її багатоструменевим ділильником наведено на рис. 3.

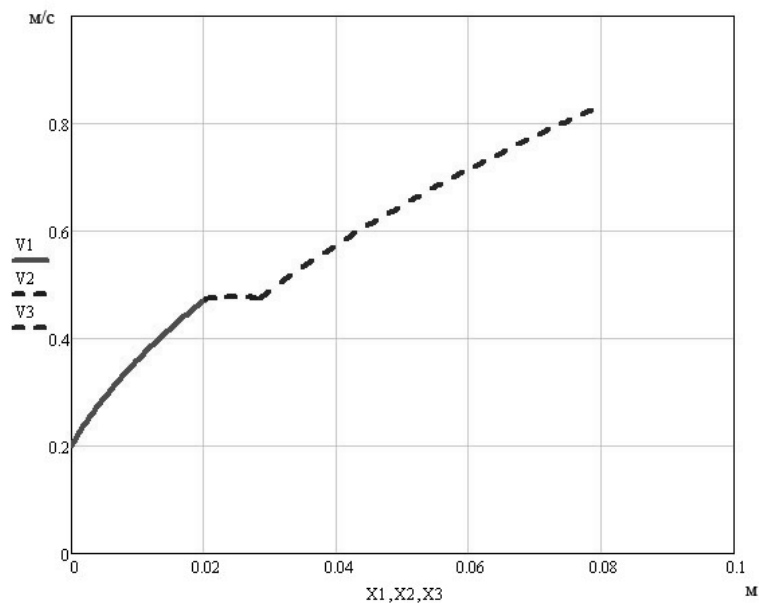


Рисунок 3 – Аналітичні графіки швидкості та переміщення частин зернової суміші при роботі багатоструменевого ділильника

Аналізуючи наведений графік видно, що гальмування частин відбувається на другому етапі – етапі входження частин суміші в багатоструменевий ділильник, а тому приведені теоретичні дослідження дозволяють визначитися з розмірами кожної з ділянок багатоструменевого ділильника і забезпечити його працездатність без зупинок частин суміші під час розділення. Так при умові, що рух зернової суміші починається зі швидкості 0,2 м/с та з розмірами ділянок I – 2 см; II – 1 см; III – 5 см забезпечується швидкість введення зернового матеріалу на рівні 0,82 м/с

Висновки

1. Ефективність роботи пневмосистем ЗОМ залишається низькою, що обумовлюється значним перерозподілом поля швидкостей по поперечному перерізу каналу, а існуючі технічні засоби усунення цього недоліку значно ускладнюють конструкцію машини, що унеможлиблює їх практичне застосування.

2. Найбільш ефективним способом підвищення питомої продуктивності пневмосистем існуючих ЗОМ без значної зміни їх конструкції є застосування багатоструменевих ділильників, що дає змогу зменшити опір повітряному потоку в зоні введення матеріалу.

3. Для визначення показників працездатності пасивного багатоструменевого ділильника проведено теоретичні дослідження, в ході яких одержані залежності для визначення розмірів кожної з ділянок і швидкості, які досягаються при цьому.

4. Отримано зв'язок між висотою матеріалу та його швидкістю при розділенні багатоструменевим ділильником з врахуванням закону збереження енергії.

Список літератури

1. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / Бурков А.И., Сычугов Н.П. – Киров: изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.

2. Васильковський М.І., Васильковський О.М., Косінов М.М. та ін. Підвищення ефективності очищення зерна повітряним потоком. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 24. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – С. 84-88.
3. Васильковський М.І., Гончарова С.Я., Лещенко С.М., Нестеренко О.В. Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 36. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – С. 111-114.
4. Васильковський М.І., Васильковський О.М., Лещенко С.М., Нестеренко О.В. Огляд і напрямки вдосконалення пневмосепаруючих робочих органів ЗОМ // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 37. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – С. 99-104/
5. Спосіб введення зернового матеріалу в аспіраційний канал повітряного сепаратора: Патент України № 65067 МКВ В 02В1/00 // М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, Р.В. Кісільов, С.М. Лещенко, С.М. Мороз. – 4 с.
6. Васильковський М.І., Васильковський О.М., Лещенко С.М., Нестеренко О.В. Інтенсифікація процесу повітряної сепарації зерна. // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 24. – Мелітополь, 2006. - С. 161-165.

В статті проведено аналіз роботи многоструйного делителя пневмосепарирующей системы зерноочистительной машины с целью достижения необходимой скорости попадания зернового материала в зону очистки и исключения останковки материала в зоне разделения на отдельные струи.

The analysis of work of multi-jet divizor of the air system of grain cleaner machine is conducted in the article. It is done for achievement of necessary speed of hit of corn material in the area of cleaning and exception of stop of material in the area of dividing into separate streams.

О.В. Смашнюк, канд. техн. наук, О.М. Соколенко, ст. научн. сотр.,

В.М. Голопапа, ст. научн. сотр.

Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства"

Особливості підготовки зернозбиральних комбайнів для ефективного їх використання

В статті наведено конструкції технічних пристроїв для визначення стану запобіжних муфт та ланцюгових передач зернозбиральних комбайнів, описано принципи їх застосування.

технічний стан, зернозбиральний комбайн, пристрій, запобіжна муфта, ланцюгова передача

Постановка проблеми

В інструкціях з експлуатації зернозбиральних комбайнів закладені вимоги до технічного стану складових частин та комбайна в цілому [1-4]. Приведений перелік та значення параметрів технічного стану повинні бути дотримані для забезпечення нормальної експлуатації комбайна в період збирання врожаю.

Недотримання зазначених параметрів збільшує ймовірність виникнення відмов в напружений період, коли кожна година простою зернозбирального комбайна обертається чималими збитками.

Однією з головних причин збільшення простоїв зернозбирального комбайнів в період жнив є низький рівень проведення робіт з підготовки збиральної техніки до роботи. Обсяг робіт при знятті із зберігання та підготовці комбайнів до жнив визначається дотриманням вимог щодо технічного стану складових частин машин, грубе порушення яких неприпустиме.

Для правильного регулювання параметрів технічного стану складових частин зернозбиральних комбайнів сформований в інструкціях з експлуатації [1-2] перелік пристосувань та інструментів є недостатнім, причому в більшості випадків він відсутній взагалі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Результати останніх досліджень, що проводяться в ННЦ „ІМЕСГ”, за надійністю зернозбиральних комбайнів різних марок показали, що найбільший вплив на надійність машини в цілому мають молотарка, на яку припадає 34 % відмов, механічні передачі (17 %), жниварка (15 %), гідросистема (13 %) і двигун (13 %). Найменша кількість відмов припадає на електрообладнання (5 %); трансмісію (3 %) та обладнання для не зернової частини урожаю (1 %).

Найбільш характерними відмовами молотарки комбайна КЗС-9-1 „Славутич”, є тріщини боковин верхнього решета, обрив пальців підвісок решітного стану, обрив кронштейнів підшипників колін вала соломотрясу, виникнення яких можна охарактеризувати дією конструкційних чинників. Для молотарки комбайна „Дон-1500” характерними відмовами є розрив ланцюга колосового елеватора, поломка верхнього решета, руйнування підшипників колосового елеватора, які обумовлені, в першу чергу, вичерпанням ресурсу деталей.

В механічних передачах комбайнів всіх марок найчастіше виходять з ладу паси (їх

розриви), зношуються зірочки ланцюгових передач внаслідок видовження ланцюгів більше допустимих меж.

В комбайна КЗС-9-1 „Славутич” найчастіше фіксували такі відмови жниварки: розрив транспортера похилої камери та руйнування підшипників вала приводу транспортера похилої камери. Для жниварки комбайна „Дон-1500” характерним є вихід з ладу механізму коливальної шайби (МКШ), спрацювання сегментів ножа різального апарату, руйнування підшипників приводу стрічки підбирача.

Аналіз відмов зернозбиральних комбайнів, які знаходились під наглядом, за складністю їх усунення показує, що найбільша кількість припадає на відмови другої групи складності (66 %), а на відмови першої і третьої груп відповідно – 29 % та 5 %. Виникнення відмов третьої групи складності пов’язане з порушенням правил експлуатування, неякісним проведенням ремонту двигуна, зношенням підшипників та плунжерних пар.

Встановлено [5], що значну кількість відмов можна попередити шляхом застосування необхідних пристосувань та інструменту, що дозволило б правильно визначати технічний стан та регулювати привідні механізми і робочі органи машин. Експлуатація ж ланцюгів, що мають ступінь зношення вище допустимих меж, часто приводить до виходу з ладу колосових та зернових елеваторів, транспортера похилої камери та ін. Неправильне регулювання запобіжних муфт на момент спрацювання приводить до серйозних поломок вузлів через попадання сторонніх предметів чи значної маси збіжжя в робочі органи комбайна.

Мета досліджень

Реалізувати конструкційно-технічні рішення пристроїв для забезпечення якості виконання робіт з перевірки параметрів технічного стану вузлів зернозбиральних комбайнів під час підготовки до збирального сезону.

Результати досліджень

Результати проведених досліджень показують, що регулювання робочих органів машин в господарських формуваннях ведеться „на око” чи „від руки”, а елементарні вимірні засоби майже не використовуються. Таким способом лише досвідчений механізатор може відрегулювати майже бездоганно, наприклад, натяг пасових чи ланцюгових передач. Але є вузли, відрегулювати які без спеціальних пристроїв просто неможливо. Зокрема запобіжні муфти повинні бути відрегульовані на передачу відповідних крутних моментів (табл. 1), недотримання яких призводить або до передчасного спрацювання муфти (її пробуксовки), або до більш серйозних відмов, пов’язаних із заклинюванням робочих органів та поломкою окремих деталей. Усунення даних відмов потребує додатково часу та коштів на розбирання вузла, заміну або ремонт деталі тощо.

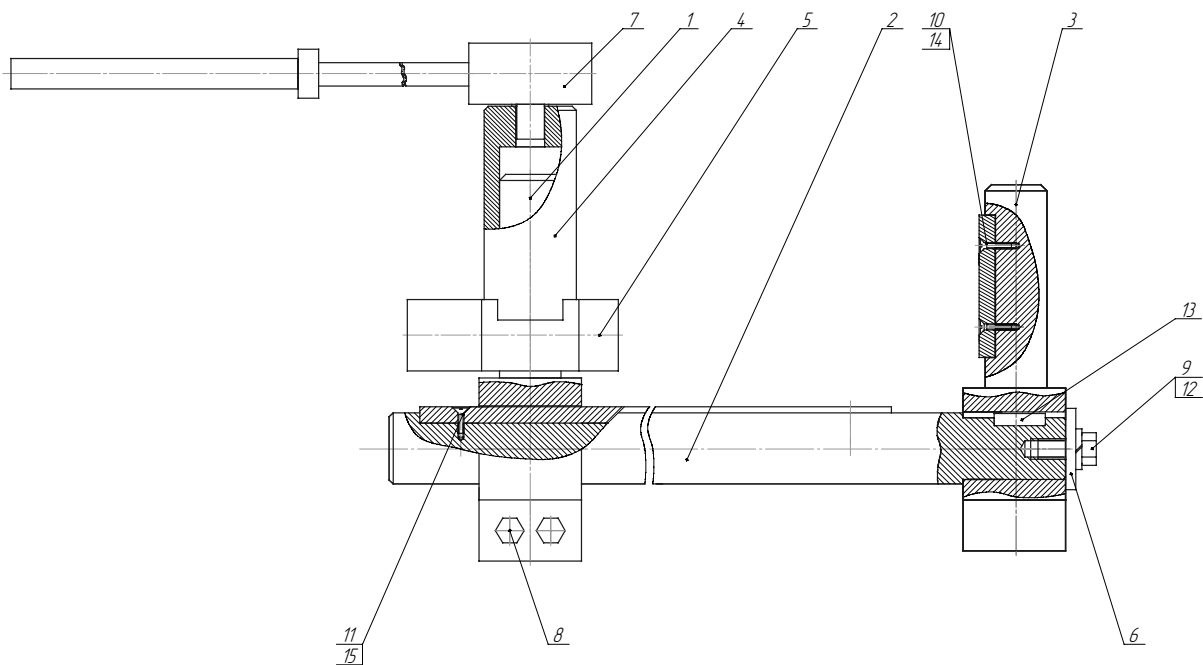
Таблиця 1 – Рекомендовані значення крутних моментів запобіжних муфт зернозбиральних комбайнів

Місце встановлення запобіжної муфти	Крутний момент запобіжної муфти, Н·м		
	КЗС-9 „Славутич”	РСМ-10 „Дон-1500”	„Єнісей”
Шнек жниварки	500±30	600±60	400
Мотовило жниварки	500±30	600±60	400
Шнек платформи – підбирача	—	600±60	—
Трансмійний вал похилої камери	—	600±60	600±60

Верхній вал похилої камери	150±50	600±60	180±50
Задній контрпривід	100±15	100±20	—
Контрпривід колосового елеватора і шнека	110±30	95±25	100±15
Контрпривід зернового елеватора і шнека	110±30	100±20	100±15
Шнек подрібнювача	—	50±10	—
Вивантажувальний шнек бункера	200±50	—	—
Привід проміжного бітера	—	—	250
Автомат вивантажування копиці	—	—	100±15

Відомий пристрій для перевірки зарубіжних муфт КИ-13605, що розроблений ГОСНИТИ, не розрахований на такі крутні моменти, які наявні в сучасних зернозбиральних комбайнів (до 600 Н·м).

Пристрій для визначення технічного стану та регулювання моменту спрацювання запобіжних муфт зернозбиральних комбайнів, що пропонується (рис. 1), дозволяє відрегулювати муфти на відповідні моменти (від 50 Н·м до 600 Н·м).



1 – вісь важеля, 2 – вісь, 3 – основа, 4 – перехідник, 5 – штовхач, 6 – шайба, 7 – динамометричний важіль, 8-11 – гвинт, 12 – шайба, 13-15 – шпонка

Рисунок 1 – Пристрій для визначення моменту спрацювання запобіжних муфт зернозбиральних комбайнів

Для визначення моменту спрацювання запобіжних муфт зернозбиральних комбайнів на пристрій потрібно встановити відповідну основу 3 (основи змінні в залежності від діаметра отвору маточини запобіжної муфти), та зафіксувати її в лещатах, на яку встановити муфту, попередньо зняту з комбайна. На вісь важеля 1 встановити перехідник 4, в який вставити динамометричний важіль 7. Змістити вісь важеля 1 по шпонці 11 до зачеплення зуба перехідника 4 з впадиною зубчатого вінця зірочки (для ланцюгових передач) або кронштейном, закріпленим на клиновому пасі, який встановлений на шків (для пасових передач) та зафіксувати вісь важеля 1 болтами 8. Виставити на динамометричному важелі 7 відповідну величину крутного моменту, врахувавши дані табл. 1 та співвідношення, що зображено на рис. 2, і приклавши

зусилля на динамометричний важіль визначити момент спрацювання запобіжної муфти.

У разі невідповідності моменту з технічними вимогами його необхідно відрегулювати відповідно до табл. 1 шляхом віджимання чи стискування пружин муфти.

Конструкцією пристрою передбачено можливість визначення моменту спрацювання запобіжних муфт зернозбиральних комбайнів, як ланцюгових так і пасових передач. Визначення моменту спрацювання запобіжної муфти пасової передачі проводиться аналогічно, але на шків потрібно попередньо встановити пас в зборі, що імітує впадину зубчатого вінця зірочки, та затискач (входять в комплект пристрою).

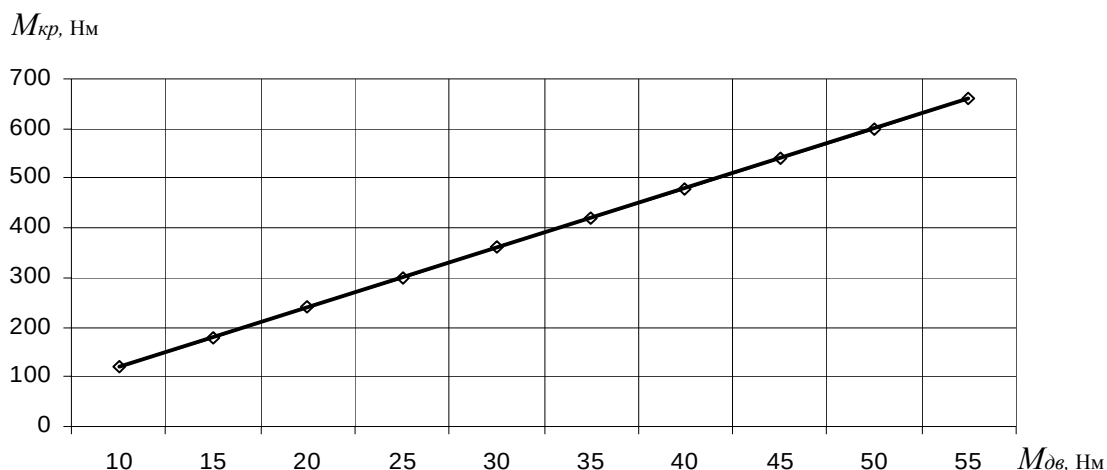


Рисунок 2 – Залежність фактичного крутного моменту $M_{кр}$ від показів динамометричного важеля $M_{дв}$

Також без застосування спеціального пристрою не можливо визначити ступінь подовження ланцюгів зернозбиральних комбайнів.

В загальному випадку ланцюги з видовженням більше 4 % підлягають вибраковці [6]. Але проведені аналітичні дослідження показали, що в різних науково-технічних джерелах [7-11] рекомендується різна допустима межа подовження ланцюгів (табл. 2).

Таблиця 2 – Рекомендовані значення допустимих подовжень ланцюгів

Крок ланцюга, мм	Межі допустимих подовжень ланцюгів, %
19,05	1,8 – 2,8
25,4	2,0 – 5,1
38,0	2,4 – 3,1

Гранично допустиме видовження ланцюгів для кожного конкретного випадку можна визначити згідно залежності [6]:

$$\Delta t = \frac{160}{z} \%, \quad (1)$$

де z – кількість зубів більшої зірочки.

Так чином, тривалість роботи ланцюга, при всіх інших однакових умовах визначається кількістю зубів більшої зірочки. Із збільшенням кількості зубів на зірочці зменшується допустиме подовження ланцюга.

При наявності зірочок з малою кількістю зубів ланцюг може працювати без порушення зчеплення і при більш значному збільшенні кроку. В даному випадку ланцюг доцільно міняти тоді, коли внаслідок великого зносу шарнірів

порушується плавність ходу ланцюга, значно знижується запас міцності і з'являється можливість його розриву. При наявності зірочок з великою кількістю зубів ланцюг приходить міняти тоді, коли він ще відносно не зношений. Це пов'язано з можливістю порушення зачеплення шарнірів ланцюга з зубами більшої зірочки [12].

Аналіз показав, що частина ланцюгових передач зернозбиральних комбайнів з кількістю зубів більшої зірочки до 40 складає 80 %, більше 40 відповідно 20 % [1-4]. Тому ланцюги із збільшеним кроком, які уже не придатні для використання в гілках, де кількість зубів більшої зірочки перевищує 40, можна використовувати в гілках, де кількість зубів більшої зірочки менше 40.

Для визначення стану ланцюгів зернозбиральних комбайнів розроблено пристрій, що дозволяє визначити довжину зношених ланок ланцюгів кроком 19,05 мм, 25,4 мм та 38,0 мм безпосередньо на комбайні.

Пристрій для визначення довжини зношених ланок ланцюгів зернозбиральних комбайнів складається з основи 1 (рис. 3), на якій гайкою 8 кріпиться лапка нерухома 2, ексцентрика 3, що встановлений на вісі 4 так, що він має змогу вільно провертатись, рухомої лапки 5, встановленої на шпонці 9 з можливістю осевого переміщення по основі, кільця 6 і болта 7.

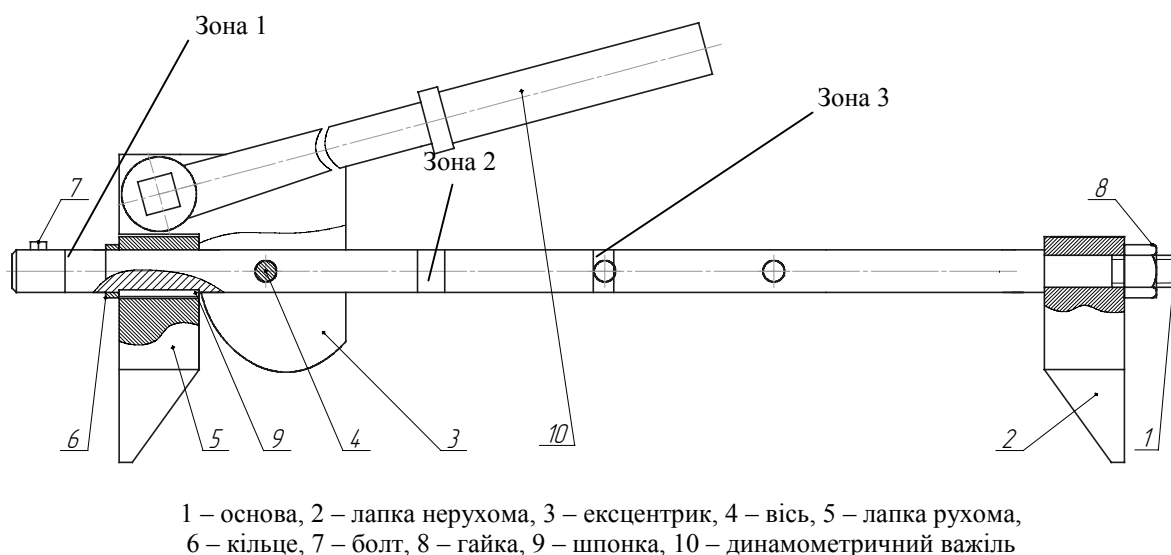


Рисунок 3 – Пристрій для визначення довжини зношених ланок ланцюгів зернозбиральних комбайнів

Для визначення ступеня подовження ланцюгів потрібно динамометричний важіль 10 вставити в отвір ексцентрика 3, нерухому 2 і рухому 5 лапки пристрою встановити на вимірювану ділянку ланцюга (10 ланок). Після чого динамометричним важелем 10 повернути ексцентрик 3 до виникнення зусилля в ланцюгу 350-400 Н. При цьому ексцентрик провертається на вісі 4 і пересуває по шпонці 9 рухому ланку 5, яка в свою чергу зміщує кільце 6. За переміщенням кільця визначається ступінь спрацювання ланцюга.

Покази в межах зони “1”, “2” і “3” (залежно від кроку ланцюга) говорять про можливість подальшої експлуатації ланцюга. Вихід показів за межі зони – подальша експлуатація недопустима.

Для вимірювання довжини десяти ланок ланцюга кроком 25,4 мм. необхідно переставити ексцентрик 3 з віссю 4 в середнє положення (середній отвір під вісь 4), а також перемістити на основі рухому лапку 5, переставивши шпонку 9 в середнє положення і змістивши рухому лапку з кільцем до упору з ексцентриком.

Висновки

Застосування розроблених засобів на практиці дозволяє забезпечити якісну перевірку параметрів технічного стану вузлів зернозбиральних комбайнів під час підготовки до збирального сезону. Це, тим самим, сприятиме зменшенню ймовірності виникнення відмов приблизно на 5-10 % та підвищенню рівня готовності машин. *В перспективі подальших досліджень* потрібно визначити трудомісткість виконання обслуговуючих робіт із застосуванням запропонованих засобів.

Список літератури

1. Комбайн зерноуборочный самоходный КЗС-9-1 «Славутич». Руководство по эксплуатации комбайна КЗС-9-1 РЭ. – Днепропетровск: ГКБ «Южное», 2003. – 420 с.
2. Комбайн зерноуборочный «Дон-1500». Руководство по техническому обслуживанию РО.10.16.0001.002-87. – М.: ГОСНИТИ, 1988. – 139 с.
3. Самоходный зерноуборочный комбайн «Енисей-1200М» и его модификации. Инструкция по досборке, регулировке и обкатке. – Красноярск: ОАО «КЗК», ГОСНИТИ СФ, 2003. – 96 с.
4. Комбайн зерноуборочный самоходный "Енисей КЗС 950". Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Дополнение к техническому описанию и инструкции по эксплуатации комбайна "Енисей-1200-1М". – Красноярск: ОАО «КЗК», 2003. – 57 с.
5. Обґрунтувати організаційні форми і структуру виробничої бази та розробити технології і універсальне обладнання для технічного обслуговування автотракторної техніки і сільськогосподарських машин в сільськогосподарських підприємствах. Звіт про НДР: У 4 т. – Глеваха: ННЦ „ІМЕСГ”, 2005.
6. Моршин А.В., Северный А.Е. Хранение сельскохозяйственной техники. М.: Колос, 1976. – 224 с.
7. Комбайны зерноуборочные. Руководство по техническому обслуживанию. – М.: ГОСНИТИ, 1986. – 174 с.
8. ТК 10.16.0001.002-88. Комбайны зерноуборочные „Дон-1500”, „Дон-1200”. Технические требования на капитальный ремонт. – М.: ГОСНИТИ, 1988. – 223 с.
9. ТК 10-05.0001.018-87. Комбайны зерноуборочные „Енисей-1200”, „Енисей-1200 Н”, „Енисей - 1200-1“, „Енисей -1200 Р”. Технические требования на капитальный ремонт. – М.: ГОСНИТИ, 1988. – 247 с.
10. РТ 70.0001.056-85. Комбайны зерноуборочные Дон-1200, Дон-1500. Руководство по текущему ремонту. – М.: ГОСНИТИ, 1986. – 211 с.
11. РТМ 23.2.42-73. Монтаж, эксплуатация и предельные состояния цепных передач сельскохозяйственных машин. – М., 1975. – 21с.
12. Воробьев Н.В., Цепные передачи, Изд. 4-е.-М.: Машиностроение, 1968. – 252 с.

В статье приведены конструкции технических устройств для определения состояния предохранительных муфт и цепных передач зерноуборочных комбайнов, описаны принципы их применения.

The constructions of technical devices for determination of the state of preventive muffs and chain-drives of combine harvesters are given in this article and the principles of their application are described.

Математичне моделювання коливального руху зернівки на решітному стані вібропневматичного сепаратора

Аналітично досліджено та системно проаналізовано рух решітного стану вібропневматичного сепаратора для зерна і насіння. Виведені диференційні рівняння коливального руху робочої поверхні вібропневматичного сепаратора.

моделювання, коливальний рух, сепарація

Проблема

Взаємодією зернового середовища та робочих органів зерноочисних машин, взагалі, займалося багато відомих вчених, присвячена дуже велика кількість теоретичних досліджень. Але дані досліджень обмежувались розглядом дії сил тертя та нормальної реакції опори на натуральну точку [1, 2].

Під час протікання процесу сепарації на решітному стані відбувається складний технологічний процес, який ускладнюється внутрішньозерновими процесами, ймовірними процесами руху зерна в отвори решітного стану, передачею імпульсної енергії від робочої поверхні до зернини та зернового шару в цілому. В кінцевому результаті ці фактори впливають на роботу машини та на пропускну здатність решітного стану сепаратора. Також треба приділити увагу процесам інтенсифікації на решітних поверхнях, які теж впливають, як на продуктивність сепаратора, так і на якість його роботи.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Аналітичним дослідженням руху решета у складі машинних агрегатів, в тому числі зернозбиральних, та машин для післязбиральної обробки зернових було приділено достатньо уваги як закордонними, так і вітчизняними науковцями. Однак, на жаль, дослідженням коливального руху решітного стану вібропневматичних сепараторів не було приділено належної уваги.

Мета дослідження

Аналітичні дослідження впливу коливального руху решітного стану вібропневматичного сепаратора на якісні показники його роботи.

Результати дослідження

Математичне моделювання коливального руху зернини на поверхні решітного стану вібропневматичного сепаратора, розробленого в ННЦ «ІМЕСГ» [3, 4], розглянемо на побудованій схемі, рис.1.

При аналізі роботи решітного стану сепаратора було визначено, що найбільш важливими будуть коливання робочої поверхні та імпульсно-періодична передача

енергії по висоті віброзріданого шару від віброзбуджувача, а також часткова передача коливань від розпушувачів- інтенсифікаторів [4], з нижніх ущільнених шарів до верхніх більш розпушених шарів зернового середовища, що в достатній мірі підвищує пористість динамічного середовища, як показали попередні дослідження [4, 5].

В статті наведений розв'язок даної задачі, коли решітний стан кріпиться на 4-х рухомих опорах і приводиться в дію від віброзбуджувача з амплітудою A та прикладеною до нього силою інерції

$$I = m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (1)$$

де m – маса частки зерна, кг;

A – амплітуда коливань решітного стану, м;

ω – частота коливань, с^{-1} ;

t – час сепарації, с.

Представимо вібропневматичний сепаратор у вигляді плоскої моделі на двох однакових рухомих опорах, сам сепаратор віднесено до нерухомої відносно поверхні току системи координат (рис.1).

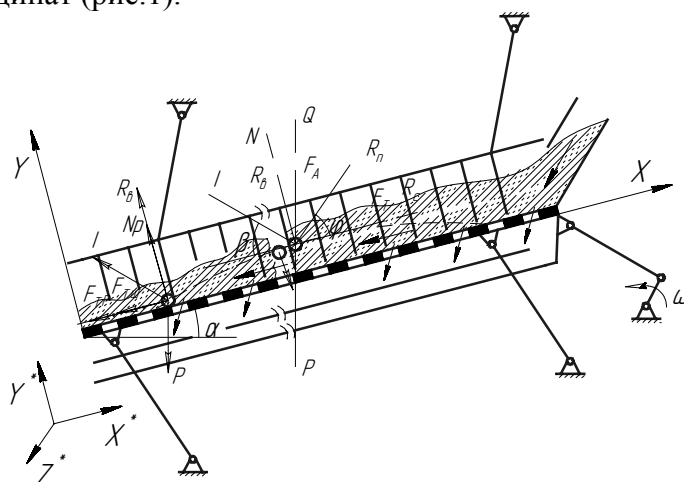


Рисунок 1 – Схема силової взаємодії на частку зерна в динамічній моделі вібропневматичного сепаратора

Для спрощення побудови математичної моделі руху зернини на коливальній поверхні решітного стану та аналітичного виведення диференціальних рівнянь, а також системного аналізу коливальних рухів решітної поверхні вібропневмосепаратора, зробимо ряд припущень [5]:

– частинка зерна, до якої прикладено сили, які діють в системі «зернова суміш-решето», відмінна за питомою вагою від усіх часток зернової суміші;

– коливальний рух, який передається від віброзбуджувача решітному стану сепаратора, здійснює поздовжні коливання за законом:

$$X_{np} = A \cdot \sin(\omega \cdot t + \phi_o), \quad (2)$$

де ϕ_o – фазовий кут відхилення ексцентрикового валу, рад;

– повітряний потік, який нагнітається під робочою поверхнею решітного стану, направлений перпендикулярно поверхні решета та сталий по площі поверхні, яка просівається і діє на частку з силою:

$$P_b = f(Re) \cdot F_m \cdot \frac{\rho_n}{2} \cdot (V - V_b)^2, \quad (3)$$

де $f(Re)$ - коефіцієнт опору, який є функцією Рейнольдса;

F_m – міделевий переріз частки зерна, м^2 ;

ρ_n – густина повітряного потоку, $\text{кг}/\text{м}^3$;

V , V_b – відповідна швидкість зернини над робочою поверхнею решета та швидкість повітряного потоку в шарі зерна, м/с;

$$f(Re) = 13 / \sqrt{\varepsilon^{2.6} \cdot \frac{V_b}{\nu} \cdot d}; \quad (4)$$

де ε – пористість шару в статичному стані;

d – еквівалентний діаметр зернини, м;

– розглядаючи зернову суміш, як вібров'язке середовище, припустимо, що на частку зерна діє сила опору вібров'язкого середовища, яка за своїм характером відповідає закону Стокса:

$$F_{on} = 3 \cdot \pi \cdot \nu \cdot \rho_n \cdot d \cdot V, \quad (5)$$

де ν – коефіцієнт опору вібров'язкого середовища (кінематична в'язкість);

– для збільшення пористості зернової суміші, а відповідно і вертикального переміщення повноцінних зерен в шарі, було прийнято рішення [6] штучно інтенсифікувати зерновий шар за рахунок введення в нього пасивних розпушувачів, які діють на частку з силою Q [5]:

$$Q = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_q^2 \cdot \rho_n \cdot g \cdot (H_u - h(t) - r_q) \cdot [1 + 2 \cdot tg^2(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2})], \quad (6)$$

де r_q – еквівалентний радіус частки, м;

g – гравітаційна стала, м/с²;

H_u – висота зернового шару, м;

$y = h(t)$ – початкова висота зернівки, яка є функцією часу, м;

φ – внутрішній кут тертя.

Враховуючи дані припущення та проєцюючи відповідні сили на декартові вісі координат, пріоритетною виберемо вісь y , так як найбільш цікавим для аналітичних досліджень є вертикальне переміщення частки в зерновому воросі, а також після узагальнення необхідних сил отримаємо диференціальне рівняння 2-го порядку в наступному вигляді:

$$m \cdot \ddot{y} - R_y \cdot \dot{y} + Q1 \cdot y = L + C1 \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (7)$$

де $R_y = 3 \cdot \pi \cdot \rho_n \cdot d$ – узагальнюючий коефіцієнт ефективної вібров'язкості;

$Q1$ – складова виштовхуючої сили, від дії розпушуючих елементів в зерновому шарі

$$\begin{aligned} Q1 &= \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_q^2 \cdot \rho_c(\varepsilon) \cdot g \cdot \frac{\sum n_i \cdot S_{IIIi}}{F_p} \cdot \left[1 + 2 \cdot tg^2(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}) \right] \cdot \sin \alpha; \\ L &= m \cdot (\Delta - 1) \cdot g \cdot \cos \alpha + f(Re) \cdot F_m \cdot \rho_n \cdot \frac{V_B^2}{2} + \\ &+ \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_q^2 \cdot \rho_c(\varepsilon) \cdot g \cdot \frac{\sum n_i \cdot S_{IIIi}}{F_p} \cdot (H_u - r_q) \cdot \left[1 + 2 \cdot tg^2(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}) \right] \cdot \sin \alpha; \\ C1 &= m \cdot (\Delta - 1) \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta, \end{aligned}$$

де $\rho_c(\varepsilon)$ – динамічна густина середовища, що є функцією пористості, кг/м³;

α – кут нахилу площини до горизонту, град.;

β – кут між напрямком коливань і площиною (кут вібрацій), град.;

$\sum n_i \cdot S_{IIIi}$ – сумарна площа поперечних перерізів штифтових розпушувачів, м²;

n_i – щільність встановлених пасивних розпушувачів на 1 дм² решета, шт/дм².;

S_{IIIi} – площа поперечного перерізу штифтового розпушувача, м²;

F_p – робоча площа решета, м²;

$d_{ш}$ – діаметр штифтового розпушувача, м.

Відомо, що загальний розв'язок диференціального рівняння (7) буде дорівнювати:

$$y = y_{одн.} + y_{част.}, \quad (8)$$

де $y_{одн.}$ - розв'язок однорідного диференціального рівняння такого вигляду:

$$m \cdot \ddot{y} - R_y \cdot \dot{y} + Q1 \cdot y = 0, \quad (9)$$

а $y_{част}$ – частковий розв'язок неоднорідного диференціального рівняння, що залежить від правої частини рівняння.

Відповідно до теорії лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку з постійними коефіцієнтами [7] загальний розв'язок диференціального рівняння (9) має вигляд:

1. Якщо корені характеристичного рівняння дійсні та різні, тобто $y_{1одн.}, y_{2одн.} > 0$ та $y_{1одн.} \neq y_{2одн.}$:

$$y_{одн.} = C_1 \cdot e^{y_{1.}t} + C_2 \cdot e^{y_{2.}t}; \quad y_{1,2} = \frac{R_y \pm \sqrt{R_y^2 - 4 \cdot m \cdot Q1}}{2 \cdot m}; \quad (10)$$

2. Якщо корені характеристичного рівняння дійсні та рівні, тобто $y_{1одн.}, y_{2одн.} > 0$ та $y_{1одн.} = y_{2одн.}$:

$$y_{одн.} = e^{y_{1,2}t} \cdot (C_1 \cdot t + C_2); \quad (11)$$

3. Якщо корені комплексні числа та $y_{1одн.} \neq y_{2одн.}$, а $y_{1,2} = \alpha \pm \beta \cdot i$:

$$y_{1,2} = \frac{R_y}{2 \cdot m} \pm i \cdot \sqrt{4 \cdot m \cdot Q1 - R_y^2};$$
$$y_{одн.} = e^{\alpha t} \cdot (C_1 \cdot \cos(\beta \cdot t) + C_2 \cdot \sin(\beta \cdot t)), \quad (12)$$

де $\alpha = \frac{R_y}{2 \cdot m}$; $\beta = \sqrt{4 \cdot m \cdot Q1 - R_y^2}$;

C_1, C_2 – у рівняннях (9)-(12) – довільні сталі, які можна визначити з початкових умов.

Наступним кроком визначимо частковий розв'язок диференціального рівняння (7), який залежить від характеру руху робочої поверхні решітного стану сепаратора, рівняння (2).

Виходячи з цього, частковий розв'язок рівняння (7) визначено у наступному вигляді [8]:

$$y_{част} = A \cdot \cos(\omega \cdot t) + B \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (13)$$

де A, B – невідомі коефіцієнти.

Для визначення коефіцієнтів A і B необхідно взяти першу та другу похідну від часткового розв'язку рівняння (13), прирівняти, відповідно, коефіцієнти при $\cos(\omega \cdot t)$, $\sin(\omega \cdot t)$ в лівій і правій частині даного рівняння.

В результаті отримаємо наступні значення даних коефіцієнтів:

$$A = \frac{C_1 \cdot R_y \cdot \omega}{R_y^2 \cdot \omega^2 + (Q1 - m \cdot \omega^2) \cdot (Q1 - m)}; \quad (14)$$

$$B = \frac{C1 \cdot (Q1 - m \cdot \omega^2)}{R_y^2 \cdot \omega^2 + (Q1 - m \cdot \omega^2) \cdot (Q1 - m)}. \quad (15)$$

Отже, якщо відомі коефіцієнти A і B , та частковий розв'язок рівняння (7) можна записати в загальному вигляді, при цьому враховуючи загальні властивості тригонометричних функцій:

$$y_{\text{част}} = Z \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi), \quad (16)$$

$$\text{де } Z = \sqrt{A^2 + B^2}; \sin \varphi = \frac{B}{\sqrt{A^2 + B^2}}.$$

Як видно з рівняння (16) описується вимушене коливання робочої поверхні решітного стану сепаратора з амплітудою Z та частотою ω .

Виходячи з вищеведеного, загальний розв'язок рівняння (7) можна записати в наступному вигляді:

1. Якщо коефіцієнт опору вібров'язкого середовища $R_y > 2 \cdot \sqrt{m \cdot Q1}$, то:

$$y(t) = C_1 \cdot e^{y_1 \cdot t} + C_2 \cdot e^{y_2 \cdot t} + A \cdot \cos(\omega \cdot t) + B \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{L}{Q1} \quad (17)$$

$$\text{або} \quad y(t) = C_1 \cdot e^{y_1 \cdot t} + C_2 \cdot e^{y_2 \cdot t} + Z \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) + \frac{L}{Q1}; \quad (18)$$

2. Якщо коефіцієнт опору вібров'язкого середовища $R_y = 2 \cdot \sqrt{m \cdot Q1}$, то:

$$y(t) = e^{y_{1,2} \cdot t} \cdot (C_1 \cdot t + C_2) + A \cdot \cos(\omega \cdot t) + B \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{L}{Q1} \quad (19)$$

$$\text{або} \quad y(t) = C_1 \cdot e^{y_1 \cdot t} + C_2 \cdot e^{y_2 \cdot t} + Z \cdot \sin(\omega t + \varphi) + \frac{L}{Q1}; \quad (20)$$

3. Якщо коефіцієнт опору $R_y < 2 \cdot \sqrt{m \cdot Q1}$, відповідно корені рівняння комплексні, та розв'язок запишемо в наступній формі:

$$y(t) = e^{\frac{R_y}{2 \cdot m} \cdot t} \cdot (C_1 \cdot \cos(\beta \cdot t) + C_2 \cdot \sin(\beta \cdot t)) + A \cdot \cos(\omega \cdot t) + B \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{L}{Q1}, \quad (21)$$

$$\text{де } \beta = \sqrt{4 \cdot m \cdot Q1 - R_y^2};$$

$$\text{або} \quad y(t) = e^{\frac{R_y}{2 \cdot m} \cdot t} \cdot (C_1 \cdot \cos(\beta \cdot t) + C_2 \cdot \sin(\beta \cdot t)) + Z \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) + \frac{L}{Q1}. \quad (22)$$

Довільні сталі в рівняннях (17)-(22) визначаються з початкових умов процесу вібропневматичної сепарації зернових сумішей:

$$\text{при} \quad t = 0; y = 0; \dot{y} = V_{y0}. \quad (23)$$

Розглянемо критичний випадок, рівняння (21)-(22) при $t \rightarrow \infty$, то досить швидко неколивальні рухи згасають і частинка зерна після деякого проміжку часу підкорюється виразу:

$$y(t) \approx Z \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) + \frac{L}{Q1}. \quad (24)$$

Це дає змогу побачити, що відбуваються лише вимушені коливання робочої поверхні решета.

Визначимо довільні сталі C_1 та C_2 для рівняння (21) при початкових умовах (23):

$$C_1 = -\frac{L}{Q1} - \frac{C1 \cdot R_y \cdot \omega}{R_y^2 \cdot \omega^2 + (Q1 - m \cdot \omega^2) \cdot (Q1 - m)}; \quad (25)$$

$$C_2 = \left[V_{y0} + \frac{R_y \cdot L}{2 \cdot m \cdot Q1} + \frac{C1 \cdot R_y^2 \cdot 0,5 - C1 \cdot (Q1 - m \cdot \omega^2) \cdot \omega}{R_y^2 \cdot \omega^2 + (Q1 - m \cdot \omega^2) \cdot (Q1 - m)} \right] \cdot (4 \cdot m \cdot Q1 - R_y^2)^{-\frac{1}{2}}. \quad (26)$$

Підставивши отримані значення довільних сталих C_1 та C_2 в рівняння (20), отримаємо загальний розв'язок рівняння (7) з початковими умовами.

Для побудови графіка коливального руху частинки зерна над робочою поверхнею решітного стану вібропневматичного сепаратора у вертикальній площині, прийнемо наступні значення його конструктивно-кінематичних параметрів: $d_3 = 4 \cdot 10^{-3}$ м; $P_b = 1,21$ кг/м³; $P_n = 740$ кг/м³; $P_q = 1400$ кг/м³; $\nu = 1,51 \cdot 10^{-5}$ (м²/с); $\eta = 1,82 \cdot 10^{-5}$ (Н·с/м²); $A = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $\omega = 60$ с⁻¹; $V_b = 0 \dots 1,5$ м/с; $m = 47 \cdot 10^{-6}$ кг; $g = 9,81$ м/с²; $\varepsilon_{ст} = 0,45$; $r_q = d_e/2$; $H_{ш} = 25 \cdot 10^{-3}$ м; $\varphi = 0,6$; $y(0) = 0$.

Для визначення характеру руху частинки зерна побудуємо графік залежності його вертикального переміщення від часу сепарації на робочій поверхні решітного стану.

З графіка, наведеного на рис.2 та рис.3, можна визначити, що у початковий момент часу (0 - 0,7с) відбирається неколивальний рух частки, тобто рух піддається закону $y(t) = e^{a \cdot t}$. Припустимо, що частка рухається по поверхні зернового матеріалу та занурюється по експоненціальному закону. Після того, як коливальний рух стабілізувався та тиск повітря, що нагнітається, став стабільним в кожній точці решета, рух частки у вертикальній площині підпорядковується закону вимушених гармонійних коливань при $t \rightarrow \infty$.

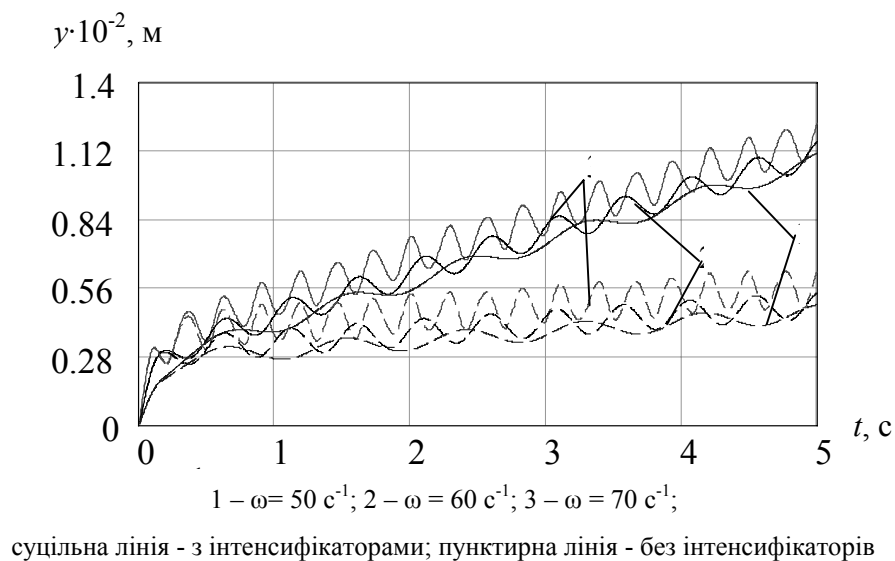


Рисунок 2 – Графік залежності вертикального переміщення частки

зерна по осі y від часу вібропневматичної сепарації t при різних значеннях кінематичного режиму

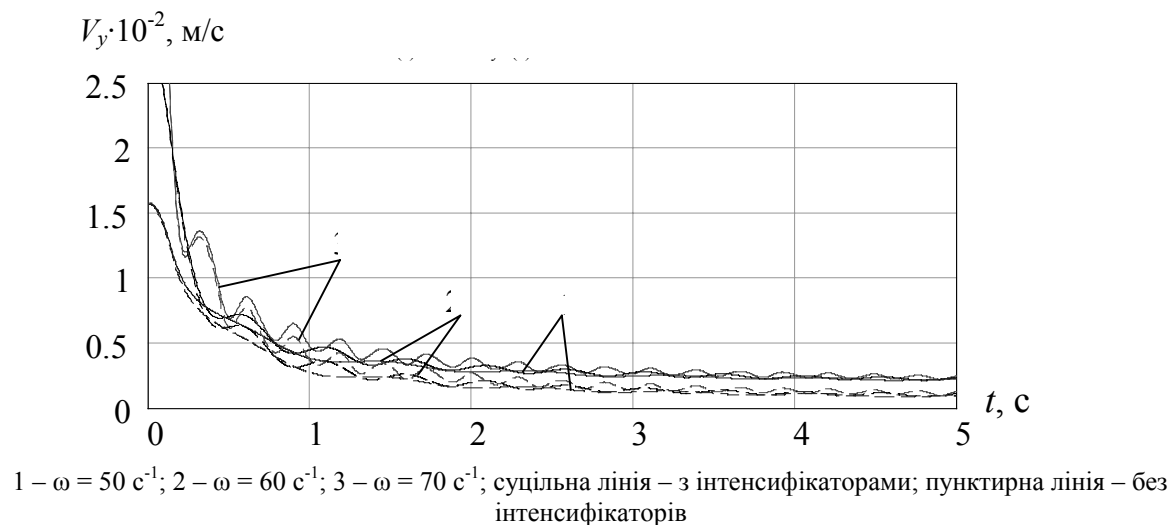


Рисунок 3 – Графік залежності швидкості переміщення частки всередині шару по осі y від часу сепарації t при різних значеннях кінематичного режиму

Висновки

Таким чином, запропоновані аналітичні дослідження для визначення поведінки руху частки у вібропневматичному зерновому середовищі. Це дає змогу реально визначити та обґрунтувати нові робочі органи для підвищення пропускної здатності решітних поверхонь. Застосування даних досліджень на практиці дає змогу покращити якість вібропневматичної сепарації зерна і насіння.

Список літератури

1. Василенко П. М. Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – К.: 1960. – 283 с.
2. Гортинский В. В., Демский А. Б., Борискин М. А. Процессы сепарации на зерноперерабатывающих предприятиях. - М.: Колос, 1980. – 303с.
3. Патент на корисну модель № 18056 Україна (UA), МПК (2006) B07B1/28. Спосіб сепарації зернових матеріалів. С.П. Степаненко, Б.І. Котов, М.Г. Пастушенко (Україна); ННЦ "ІМЕСГ" УААН (Україна). - № U2006 05352, Заявл. 16.05.2006, Опубл. 16.10.2006, Бюл. №10, - 4 с.: іл.
4. С.П. Степаненко. Вплив параметрів пасивних розпушувачів на ефективність вібропневматичної сепарації зерна. Праці Таврійської державної агротехнічної академії – Вип.41. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – С. 153-160.
5. Б.І. Котов, С.П. Степаненко, Р.А. Калініченко. Теоретичне обґрунтування руху частинки зерна на вібропневморешеті при дії розпушуючих робочих органів // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: 2007. – Вип. 115. С. 112-117.
6. Патент на корисну модель № 18083 Україна (UA), МПК (2006) B07B4/08. ЗерносеPARATOR. С.П. Степаненко, Б.І. Котов, С.П. Погорілий (Україна); ННЦ "ІМЕСГ" УААН (Україна). - № U2006 05566, Заявл. 22.05.2006. Опубл. 16.10.2006, Бюл. № 10, - 4 с.: іл.
7. Гусак А.А., Гусак Г.М. Справочник по высшей математике: Справ. – Мн.: Наука і техніка, 1991. – 480 с.
8. Э. Камке. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. М.: 1965 г. - 704 с.

Аналітически исследовано и системно проанализировано движение решетного стана вибропневматического сепаратора для зерна. Выведены дифференциальные уравнения колебательного движения рабочей поверхности вибропневматического сепаратора.

It is analytically investigated and system movement sieve a camp vibrating a pneumatic separator for grain is analysed. The differential equations of oscillatory movement of a working surface vibrating a pneumatic separator a are deduced.

Параметри поршневого ущільнювача соломистого субстрату

Розроблено алгоритм розрахунку основних конструктивних параметрів поршневого ущільнювача пастеризованого субстрату для вирощування гливи.

поршневий ущільнювач, щільність, субстрат, конструктивні параметри

Постановка проблеми

Останнім часом набувають розвитку технології прискореного проходження етапів біологічної конверсії органічної сировини, спрямовані на переробку соломи, органічних відходів, рослинних залишків шляхом переробки у субстрати, компости та високоякісні добрива. Але впровадження у виробництво даних технологій потребує розробки нових та удосконалення існуючих технічних засобів для виробництва субстратів та компостів. Існує необхідність створення технічних засобів для ущільнення субстратів з робочими органами, які б забезпечували виконання технологічних операцій з заданими якісними показниками та максимальними показниками продуктивності при мінімальних енергетичних витратах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Питання біологічної конверсії органічної сировини агроценозів при вирощуванні їстівних грибів та технологія виробництва компостів для ефективного відтворення родючості ґрунтів розглянуті в праці [1], де розроблено схему біоконверсії соломи, що дозволяє організувати ефективне виробництво сільськогосподарської продукції, в тому числі із виробництвом їстівних грибів гливи звичайної та отримати якісні органічні добрива та кормову добавку.

Теоретичні дослідження особливостей ущільнення сіно-соломистих матеріалів ущільнювачами з поршневими робочими органами були започатковані у працях [2, 3], де були досліджені основні закономірності, які пов'язують конструктивно-технологічні параметри робочих органів ущільнювачів, а також фізико-механічні властивості соломистих матеріалів.

Аналітичний огляд засобів механізації виробництва субстрату для вирощування грибів гливи звичайної з застосуванням ущільнювачів з різними типами робочих органів наведено в праці [4], де враховано умови їх використання, обґрунтування процесу роботи і конструктивних параметрів, у відповідності до технологічних вимог, які висуваються до ущільненого матеріалу.

Було також проведено аналіз взаємодії поршня із субстратом на основі вологої соломи під час його попереднього ущільнення [5], досліджено фізико-механічні властивості пастеризованого субстрату та параметри поршневого ущільнювача.

Разом з тим, зазначені праці потребують узагальнення щодо методики розрахунку основних конструктивних параметрів ущільнювача субстрату.

Постановка завдання – розробити методику інженерного розрахунку ущільнювача субстрату, який забезпечує одночасне пакування в мішки та блоки.

Результати досліджень

Вихідними даними до розрахунків параметрів поршневого ущільнювача соломистого субстрату є початкова щільність субстрату γ_{Π} , щільність субстрату запакованого у мішок γ_M , діаметр D_M та висота мішка h_M .

Конструктивні параметри ущільнювача визначали в наступній послідовності.

Визначається необхідний для завантаження заданої порції субстрату сумарний об'єм камер ущільнення:

$$V_{KC} = \frac{M_M}{\gamma_{\Pi}} = \frac{V_M \gamma_M}{\gamma_{\Pi}} = \frac{\pi D_M^2}{\gamma_{\Pi}} \gamma_M h_M, \quad (1)$$

де V_{KC} – сумарний об'єм камер ущільнення, м³;

M_M – маса мішка з ущільненим субстратом, кг;

γ_{Π} – початкова щільність субстрату, кг/м³;

V_M – об'єм мішка з ущільненим субстратом, м³;

γ_M – щільність субстрату, запакованого у мішок, кг/м³;

D_M – діаметр мішка, м;

h_M – висота мішка, м.

Задавшись величиною ходу штока основного гідроциліндра $L_{OЦ}$ та технологічно обумовленою довжиною вивантажувальної горловини камери основного ущільнення L_G , необхідної для одягання мішка, визначаємо довжину камери основного ущільнення:

$$L_{KO} = L_{OЦ} - L_G, \quad (2)$$

де L_{KO} – довжина камери основного ущільнення, м;

$L_{OЦ}$ – хід штоку основного гідроциліндра, м;

L_G – довжиною вивантажувальної горловини камери основного ущільнення, м.

При взаємноперпендикулярному розташуванню камер попереднього та основного ущільнення приймають довжину камери попереднього ущільнення рівною довжині камери основного ущільнення:

$$L_{KP} = L_{KO},$$

де L_{KP} – довжина камери попереднього ущільнення, м.

Об'єм камери основного ущільнення розраховується за формулою:

$$V_{KO} = \frac{\pi D_{KO}^2}{4} L_{KO}, \quad (3)$$

де V_{KO} – об'єм камери основного ущільнення, м³;

D_{KO} – внутрішній діаметр камери основного ущільнення, м.

Після ущільнення та пакування субстрату у мішок, який під дією сил релаксації, має властивість до розширення, збільшуючи діаметральні розміри мішка. Враховуючи цю властивість субстрату розраховуємо внутрішній діаметр камери основного ущільнення машини:

$$D_{KO} = \frac{D_M}{k_P}, \quad (4)$$

де k_P – коефіцієнт розширення ущільненого та запакованого мішка з субстратом.

На основі результатів експериментальних досліджень встановлено, що значення коефіцієнта розширення мішка становить $k_P = 1,22$.

При заданих умовах конструктивні параметри камери основного ущільнення приймаємо діаметр камери основного ущільнення відповідно до сортаменту труб.

Об'єм камери попереднього ущільнення розраховуємо за формулою:

$$V_{\text{КП}} = V_{\text{М}} - V_{\text{КО}}, \quad (5)$$

де $V_{\text{КП}}$ – об'єм камери попереднього ущільнення, м³.

Задавшись ходом штоку гідроциліндра вертикальної камери попереднього ущільнення $L_{\text{П}}$, визначаємо її ширину:

$$B_{\text{П}} = \frac{V_{\text{КП}}}{L_{\text{КП}} L_{\text{П}}}, \quad (6)$$

де $B_{\text{П}}$ – ширина камери попереднього ущільнення, м;

$L_{\text{П}}$ – хід штоку гідроциліндра вертикальної камери попереднього ущільнення, м.

Для забезпечення дотримання умов працездатності машини та узгодженості у взаємному розташуванні камер ущільнення має бути дотримана така умова:

$$B_{\text{П}} \leq D_{\text{ЗКО}}, \quad (7)$$

де $D_{\text{ЗКО}}$ – зовнішній діаметр камери основного ущільнення, м.

Кут φ вирізу камери основного ущільнення визначається за виразом:

$$\varphi = 2(90^\circ - \gamma), \quad (8)$$

де φ – кут вирізу камери основного ущільнення, град.;

γ – кут між зовнішнім радіусом камери основного ущільнення $R_{\text{ЗКО}}$ та хордою, значення якої рівне ширині вертикальної камери попереднього ущільнення $B_{\text{П}}$, град.;

$R_{\text{ЗКО}}$ – зовнішній радіус труби камери основного ущільнення, м.

Кут між зовнішнім радіусом камери основного ущільнення та хордою, значення якої рівне ширині вертикальної камери попереднього ущільнення становить:

$$\gamma = \arccos \frac{0,5 B_{\text{П}}}{R_{\text{ЗКО}}}. \quad (9)$$

Приклад розрахунку конструктивних параметрів ущільнювача субстрату при пакуванні в мішки та блоки приведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Конструктивні параметри поршневого ущільнювача субстрату для вирощування гливи

№ п/п	Назва параметра	Позначення та одиниця виміру	Значення параметра
Вихідні параметри			
1	Діаметр мішка	$D_{\text{М}}$, м	0,31
2	Висота мішка	$h_{\text{М}}$, м	0,6
3	Початкова щільність субстрату	$\gamma_{\text{П}}$, кг/дм ³	0,2
4	Щільність субстрату, запакованого у мішок	$\gamma_{\text{М}}$, кг/дм ³	0,38
Технологічно задані параметри			
5	Маса мішка з ущільненим субстратом	$M_{\text{М}}$, кг	17,6
6	Об'єм мішка з ущільненим субстратом	$V_{\text{М}}$, дм ³	46,3
7	Коефіцієнт розширення мішка з субстратом	$k_{\text{Р}}$	1,22

Прийняті показники			
8	Довжина вивантажувальної горловини	L_G , м	0,2
9	Хід штоку основного гідроциліндра	L_{OC} , м	0,8
10	Хід штоку гідроциліндра вертикальної камери попереднього ущільнення	$L_{П}$, м	0,4
Розрахункові параметри			
11	Сумарний об'єм камер ущільнення	$V_{КС}$, дм ³	87,9
12	Довжина камери основного ущільнення	$L_{КО}$, м	0,6
13	Довжина камери попереднього ущільнення	$L_{КП}$, м	0,6
14	Об'єм камери основного ущільнення	$V_{КО}$, дм ³	31,1
15	Внутрішній діаметр камери основного ущільнення	$D_{КО}$, м	0,257
16	Об'єм камери попереднього ущільнення	$V_{КП}$, дм ³	56,7
17	Ширина камери попереднього ущільнення	$B_{П}$, м	0,236
18	Зовнішній діаметр камери основного ущільнення	$D_{ЗКО}$, м	0,273
19	Кут вирізу камери основного ущільнення	φ , °	120,0
20	Розрахунковий кут	γ , °	0,524 30
21	Зовнішній радіус труби камери основного ущільнення	$R_{ЗКО}$, м	0,1365

Висновки

Приведений алгоритм дозволяє визначити основні конструктивні параметри ущільнювача пастеризованого субстрату на основі вологої соломи при різних заданих вихідних та технологічних параметрах.

Список літератури

1. Гайденко О.М. Біоконверсія соломи із виробництвом гливи звичайної // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – Вип. 17. – С. 95-99.
2. Особов В.И., Васильев Г.К., Голяновский А.В. Машины и оборудование для уплотнения сено-соломистых материалов. – М.: Машиностроение, 1974. – 231 с.
3. Бакарджиев Р.О. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы пресс-брикетировщика для утилизации растительных материалов. Дис...канд. техн. наук. Мелитополь, 1997, 153 с.
4. Гайденко О.М. Особливості технічних засобів для ущільнення і пакування соломистих матеріалів // Вісник аграрної науки. – 2005. – № 11. – С. 76–79.
5. Голуб Г.А., Гайденко О.М. Аналіз взаємодії поршня із субстратом під час його попереднього ущільнення // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Випуск 15. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2007 – С. 82–88.

Разработано алгоритм расчета основных конструктивных параметров поршневого уплотнителя пастеризованного субстрата для выращивания вешенки.

The Designed algorithm of the calculation main constructive parameter piston sealant pasteurized substrata for growing pleurotus.

Застосування методу аналізу розмірностей при моделюванні транспортерів машин для внесення твердих органічних добрив

Розглянуто методику складання критеріальних рівнянь при моделюванні транспортерів машин для внесення твердих органічних добрив. Запропоновано удосконалити існуючі критеріальні рівняння для продуктивності транспортерів.

теорія подібності, аналіз розмірностей, критеріальне рівняння, критерій подібності

Постановка проблеми

Проблема комплексної механізації внесення органічних добрив в Україні пов'язана з відсутністю належної техніки, яка є застарілою і представлена у своїй більшості причіпними розкидачами кузовного типу з горизонтально розташованими лопатевими валами: ПРТ-7А, ПРТ-11, ПРТ-16, РОУ-6 і розкидачами-валкоутворювачами типу РУН-15Б [2]. Недоліком таких розкидачів була і залишається достатньо висока нерівномірність внесення добрив за шириною захвату, що негативно впливає на урожайність рослин. І хоча в останні роки провідне вітчизняне підприємство – виробник техніки для внесення органічних добрив АТ „Ковельсьільмаш” почало замінювати на машинах власного виробництва горизонтально розташовані розкидальні барабани на вертикальні (РТД-5, МТО-7, МТО-12) [4], в Україні залишається величезний парк машин з класичною горизонтальною конструкцією робочих барабанів. Тому питання досліджень для удосконалення існуючих розкидачів та розробки нових машин з вертикально-розташованими барабанами залишається відкритим та потребує наукового вирішення.

Спільним для кузовних машин, що розглядаються, є те, що органічні добрива до їх розкидальних робочих органів подаються ланцюгово-планчастим транспортером, для обґрунтування оптимальних параметрів якого багато вчених зверталось до застосування методу фізичного моделювання. Суть його полягає в тому, що вивчення певних процесів або пристроїв замінюють їх дослідженнями на фізичних моделях. При цьому для виготовлення моделі та планування експерименту виникає проблема правильного забезпечення геометричної, кінематичної і динамічної подібності моделі та натурального предмету досліджень, а також подібності оброблюваного матеріалу. У цьому повідомленні зроблена спроба з'ясувати деякі з питань цієї проблеми.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

На теренах колишнього Радянського Союзу найбільший вклад у розробку кузовних машин для внесення твердих органічних добрив було зроблено російськими вченими, серед яких варто відзначити наукові надбання М.М. Марченка, Г.І. Лічмана та А.Є. Шебалкіна [2, 3]. У своїх працях вони використовували положення теорії подібності, зокрема при плануванні лабораторних досліджень на фізичних моделях застосовували метод аналізу розмірностей.

Для дослідження ланцюгово-планчатого транспортера вченими було складено критеріальне рівняння зв'язку для визначення його секундної подачі на основі змінних та їх розмірностей[2], що представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Позначення змінних та їх розмірностей при складанні рівняння зв'язку для продуктивності транспортера

№	Назва змінної	Позначення	Розмірність
1	Продуктивність транспортера	q_{ϕ}	M/T
2	Швидкість подачі добрив	v_t	L/T
3	Ширина кузова	b_k	L
4	Висота шару добрив, що подаються	H_{Π}	L
5	Довжина кузова	L_k	L
6	Крок розташування планок	t	L
7	Висота планок	h	L
8	Густина добрив	ρ_n	M/L^3
9	Кут внутрішнього тертя	φ	—
10	Сила тиску планки	P	M/L^3
11	Розмір частинок добрив	d	L
12	Прискорення сили тяжіння	g	L/T^2
13	Кут нахилу транспортера	α	—

На основі таблиці 1 дослідниками було запропоновано наступне критеріальне рівняння зв'язку для визначення секундної подачі:

$$q_{\phi} = f(v_t, b_k, H_{\Pi}, L_k, t, h, \rho_n, \varphi, P, d, g, \alpha). \quad (1)$$

Після відповідних перетворень критеріальне рівняння (1) було представлено в наступному вигляді:

$$\frac{q_{\phi}}{v_t b_k \rho_n^2} = f\left[\frac{P}{v_t^2 \rho_n}, \frac{b_k g}{v_t^2}, \frac{b_k g}{v_t^2}, \frac{H_{\Pi}}{b_k}, \frac{L_k}{b_k}, \frac{t}{b_k}, \frac{h}{b_k}, \frac{d}{b_k}, \alpha, \varphi\right]. \quad (2)$$

Далі було сказано, що лінійну швидкість транспортера моделі визначали за критерієм Фруда:

$$\left[\frac{v^2}{L_0 g}\right]_m = \left[\frac{v^2}{L_0 g}\right]_n, \quad (7)$$

де m – індекс моделі;

n – індекс натур.

Після відповідних перетворень було запропоновано наступне співвідношення між кінематичними параметрами роботи транспортера розкидача органічних добрив:

$$v_m = v_n K_L^{-1/2}, \quad (8)$$

де v_m – швидкість транспортера фізичної моделі машини, м/с;

v_n – швидкість транспортера натурального зразка машини, м/с;

K_L – геометричний масштаб подібності.

Для фізичної моделі машини ПТУ–4 було обґрунтовано значення $K_L = 2,5$ [2]. На основі досліджень проведених Шебалкіним А.Є. було обґрунтовано вибір матеріала – моделі, в якості якого прийнято торфокрошку вологістю 49...52 %, об’ємною масою 470...500 кг/м³ і розміром частинок 15...20 мм (не менше 70% об’єму).

Проте в раніше опублікованій праці А.Є. Шебалкіна [3] було запропоновано дещо інше рівняння для продуктивності транспортера:

$$Q = F(v_t, B, H_d, L, t_t, \rho, \varphi, \sigma_i, b, g, \alpha_t, h, a), \quad (9)$$

де Q – продуктивність транспортера;

v_t – швидкість подачі добрив;

B – ширина шару добрив, що подаються;

H_d – висота шару добрив, що подаються;

L – довжина кузова;

t_t – крок планок транспортера;

ρ – густина добрив;

φ – кут внутрішнього тертя;

σ_i – сила тиску планки;

b – розмір частинок добрив;

g – прискорення сили тяжіння;

α_t – кут нахилу транспортера;

h – висота планки транспортера;

a – ширина планки транспортера.

Рішення рівняння (9) представлено в наступному вигляді:

$$F\left(\frac{Q}{v_t B \rho}; \frac{\sigma_i}{v_t^2 \rho}; \frac{bg}{v_t^2}; \frac{H}{B}; \frac{h}{B}; \frac{t_t}{B}; \frac{b}{B}; \alpha_t; \varphi\right) = 0. \quad (10)$$

Аналіз наведених рівнянь (2) і (10) показав, що при їх складанні не були враховані такі важливі механіко-технологічні властивості твердих органічних добрив як коефіцієнти зовнішнього і внутрішнього тертя, кут природного укусу, дотичне напруження зсуву, напруження розриванню добрив та липкість.

У рівнянні (2) очевидно помилково двічі записаний комплекс $b_k g / v_t^2$, адже як видно з таблиці 1, кількість змінних $n = 13$, для розмірностей яких використано $k = 3$ основні одиниці: маса M , час T , довжина L . Тому на підставі π – теореми можна стверджувати, що кількість безрозмірних комбінацій має становити $n - k = 10$, тоді як в рівнянні (2) кількість безрозмірних комбінацій становить одинадцять, що на одну більше ніж має бути. Скоріше за все це технічна помилка, що полягає у включенні двічі одного й того ж комплексу $b_k g / v_t^2$.

У рівнянні (10) на підставі π – теореми кількість безрозмірних комбінацій повинна становити $n - k = 14 - 3 = 11$, у той час коли таких комбінацій лише 9, що явно вказує на помилку при його складанні.

Також варто зазначити, що відоме рівняння (2) насправді не є однорідним. Так для доведення цього підставимо у один з комплексів рівняння (2) замість його змінних основні розмірності з таблиці 1 та отримаємо:

$$\frac{P}{v_t^2 \rho_H} = \frac{M \cdot T^2 \cdot L^3}{L^3 \cdot L^2 \cdot M} = \frac{T^2}{L^2} \neq 1.$$

Очевидно, що помилка була допущена ще при позначенні розмірностей для сили тиску планки P , що в таблиці 1 записана як $[M/L^3]$, що відповідає $[кг/м^3]$. Тоді як відомо, що сила вимірюється в ньютонах $[H=кг·м/с^2]$, а розмірність її в основних одиницях становить $[M·L/T^2]$.

Щодо першого комплексу в рівнянні (2), то він також не є однорідним відносно розмірностей:

$$\frac{q_{\phi}}{v_{\tau} b_{\kappa} \rho_{\text{н}}^2} = \frac{M \cdot T \cdot L^6}{T \cdot L \cdot L \cdot M^2} = \frac{L^4}{M} \neq 1.$$

Постановка завдання досліджень

Оскільки аналіз результатів останніх досліджень показав, що існуючі критеріальні рівняння насправді не є однорідними відносно розмірностей, не задовольняють π – теорему і не враховують важливих технологічних властивостей органічних добрив, то завдання досліджень полягало в урахуванні і усуненні наведених вище недоліків при складанні удосконаленого критеріального рівняння продуктивності транспортера машини для внесення твердих органічних добрив.

Об'єкт та методика досліджень

Об'єктом досліджень є технологічний процес роботи ланцюгово-планчатого транспортера машини для внесення твердих органічних добрив. Для побудови критеріальних рівнянь його продуктивності використовували метод аналізу розмірностей.

Результати досліджень

Запишемо в таблицю 2 позначення змінних та їх розмірностей при складанні удосконаленого рівняння зв'язку для продуктивності транспортера.

Таблиця 2 – Позначення змінних та їх розмірностей при складанні рівняння зв'язку для продуктивності транспортера

№	Назва змінної	Позначення	Розмірність
1	Продуктивність транспортера	q_{ϕ}	M/T
2	Швидкість транспортера	v_{τ}	L/T
3	Ширина кузова	b_{κ}	L
4	Висота кузова	h_{κ}	L
5	Довжина кузова	l_{κ}	L
6	Висота планки	$h_{\text{п}}$	L
7	Довжина планки	$l_{\text{п}}$	L
8	Крок розташування планок	t	L
9	Кут нахилу транспортера	α	–
10	Розмір частинок добрив	d	L
11	Густина добрив	ρ	M/L^3
12	Коефіцієнт зовнішнього тертя	$f_{\text{з}}$	–
13	Коефіцієнт внутрішнього тертя	$f_{\text{в}}$	–
14	Дотичне напруження зсуву добрив	τ	$M/(L \cdot T^2)$

15	Напруження розривання добрив	σ_p	$M/(L \cdot T^2)$
16	Напруження стискання добрив	$\sigma_{ст}$	$M/(L \cdot T^2)$
17	Липкість добрив	L	$M/(L \cdot T^2)$
18	Кут природнього укусу добрив	φ	—
19	Прискорення сили тяжіння	g	L/T^2

Загальне рівняння залежності q_ϕ від змінних приведених в таблиці 2 буде наступним:

$$q_\phi = f(v_t, b_k, h_k, l_k, h_n, l_n, t, \alpha, d, \rho, f_z, f_b, \tau, \sigma_p, \sigma_{ст}, L, g, \varphi). \quad (11)$$

При чому, як видно з таблиці 2, кількість змінних $n = 19$, для розмірностей яких використано $k = 3$ основні одиниці: маса M , час T , довжина L .

Тому на підставі π – теореми можна стверджувати, що кількість безрозмірних комбінацій становитиме $n - k = 16$. Складемо ці комбінації, використовуючи метод запропонований Релеєм.

Представимо рівняння (11) як степеневий комплекс:

$$q_\phi = f(v_t^a, b_k^b, h_k^c, l_k^d, h_n^e, l_n^f, t^g, \alpha^h, d^i, \rho^k, f_z^j, f_b^m, \tau^n, \sigma_p^p, \sigma_{ст}^q, L^r, g^s, \varphi^t). \quad (12)$$

Підставимо в рівняння (12) замість змінних їх розмірності з таблиці 2:

$$\frac{M}{L} = f\left(\left(\frac{L}{T}\right)^a, L^b, L^c, L^d, L^e, L^f, L^g, \alpha^h, L^i, \left(\frac{M}{L^3}\right)^k, f_z^j, f_b^m, \left(\frac{M}{L \cdot T^2}\right)^n, \left(\frac{M}{L \cdot T^2}\right)^p, \left(\frac{M}{L \cdot T^2}\right)^q, \left(\frac{M}{L \cdot T^2}\right)^r, \left(\frac{L}{T^2}\right)^s, \varphi^t\right). \quad (13)$$

Для однорідності рівняння (13) відносно розмірностей знайдемо співвідношення між показниками степенів:

для M : $1 = k + n + q + r$;

для T : $0 = a + b + c + d + e + f + g + i - 3k - n - p - q$;

для L : $-1 = -a - 2n - 2p - 2q - 2r - 2s$.

Спростимо ці рівняння шляхом виключення з них k, i та a . Тоді:

$k = 1 - n - q - r$;

$i = 2 + 2s - b - c - d - e - f - g$;

$a = 1 - 2n - 2p - 2q - 2r - 2s$.

Підставивши ці співвідношення в рівняння (13) отримаємо:

$$\frac{M}{L} = f\left(\left(\frac{L}{T}\right)^{1-2n-2p-2q-2r-2s}, L^b, L^c, L^d, L^e, L^f, \alpha^h, L^{2+2s-b-c-d-e-f-g}, \left(\frac{M}{L^3}\right)^{1-n-p-q-r}, f_z^j, f_b^m, \left(\frac{M}{L \cdot T^2}\right)^n, \left(\frac{M}{L \cdot T^2}\right)^p, \left(\frac{M}{L \cdot T^2}\right)^q, \left(\frac{M}{L \cdot T^2}\right)^r, \left(\frac{L}{T^2}\right)^s, \varphi^t\right). \quad (14)$$

Об'єднавши члени рівняння (14) з однаковими показниками степенів отримаємо шукані безрозмірні комбінації:

$$\frac{q_{\phi}}{v_{\tau} d^2 \rho} = f \left(\left(\frac{b_k}{d} \right)^b ; \left(\frac{h_k}{d} \right)^c ; \left(\frac{l_k}{d} \right)^d ; \left(\frac{h_n}{d} \right)^e ; \left(\frac{l_n}{d} \right)^f ; \left(\frac{t}{d} \right)^g ; \alpha^h, f_z^j, f_b^m, \right. \\ \left. \left(\frac{\tau}{v_{\tau}^2 \rho} \right)^n ; \left(\frac{\sigma_p}{v_{\tau}^2 \rho} \right)^p ; \left(\frac{\sigma_{ст}}{v_{\tau}^2 \rho} \right)^q ; \left(\frac{L}{v_{\tau}^2 \rho} \right)^r ; \left(\frac{gd^2}{v_{\tau}^2} \right)^s ; \varphi^t \right). \quad (15)$$

Отримані рівняння задовольняють π – теорему, тому що отримано шістнадцять безрозмірних комбінацій, як і зазначалося вище.

При знаходженні формул переходу для побудови модельного процесу, визначаємо швидкість транспортера фізичної моделі, виходячи з безрозмірного комплексу, що входить в рівняння (15):

$$\left[\frac{gd^2}{v_{\tau}^2} \right]_M = \left[\frac{gd^2}{v_{\tau}^2} \right]_H. \quad (16)$$

Після відповідних перетворень отримаємо:

$$v_{\tau M} = \sqrt{\frac{d_M^2}{d_H^2} v_{\tau H}^2} = \sqrt{\frac{1}{K_L^2} v_{\tau H}^2} = v_{\tau H} \frac{1}{K_L}. \quad (17)$$

Слід відмітити, що хоча формула (17) і аналогічна відомій (8), проте її цінність полягає в тому, що вона отримана в результаті урахування механіко-технологічних властивостей добрив та недоліків при складанні самого критеріального рівняння (2).

Висновки

Отримано удосконалене критеріальне рівняння продуктивності транспортера машини для внесення органічних добрив та формулу переходу для побудови модельного процесу, що дозволяє визначити швидкість транспортера фізичної моделі при плануванні експериментальних досліджень.

Перспективи подальших розвідок будуть полягати у виготовленні лабораторної установки – фізичної моделі розкидача органічних добрив, реалізації повнофакторного експерименту та обґрунтуванні оптимальних конструктивних і кінематичних параметрів та уточненні в польових умовах.

Список літератури

1. Кирпичев М.В. Теория подобия. – М.: Изд-во АН СССР, 1953. – 94 с.
2. Марченко Н.М., Личман Г.И., Шебалкин А.Е. Механизация внесения органических удобрений. – М.: ВО «Агропромиздат», 1990. – 207 с.
3. Шебалкин А.Е. Выбор типа и обоснование параметров дозирующих и распределяющих устройств большегрузных машин для внесения твердых органических удобрений: Автореф. дис... канд. техн. наук. – М., 1986. – 15 с.
4. Ясенецький В.Р. Розкидачі органічних добрив // Пропозиція. – 2002, № 4. – С. 104 – 108.

Рассмотрено методику составления критериальных уравнений при моделировании транспортеров машин для внесения твердых органических удобрений. Предложено усовершенствовать существующие критериальные уравнения для производительности транспортеров.

It is considered a technique of compiling of the criteria equations at simulation of conveyors of machines for applying solid organic fertilizers. It is offered to improve the existing criteria equations for productivity of conveyors.

Про підвищення зносостійкості лемішних робочих органів ґрунтообробних машин

У статті описано про методи збільшення зносостійкості лемішних робочих органів, які використовуються в ННЦ „ІМЕСГ”, про застосування додаткового захисту від абразивного зношування при зміцненні електродами Т-590. Подано перелік матеріалів, які рекомендується застосовувати при наплавленні для збільшення ресурсу роботи робочих органів.

лемішні робочі органи, зношення, зміцнення, електроерозійна обробка, наплавлення, додатковий захист

Лемішні робочі органи, під час контакту із ґрунтом, піддаються абразивному зношенню – це механічне зношування деталей в наслідок дії твердих тіл або твердих частинок, які ріжуть чи дряпають поверхню матеріалу [1]. Це негативно впливає на якість обробітку, призводить до збільшення енерговитрат, виходу із ладу машини в цілому. Лемішні робочі органи мають порівняно невеликий експлуатаційний ресурс, тому потрібно вчасно і в потрібній кількості забезпечити сільськогосподарську техніку ними під час сезонного обробітку ґрунту.

Як показує досвід експлуатації зарубіжної техніки високу зносостійкість мають поверхні, твердість яких близько 60 HRC. Вітчизняний лемішний прокат не забезпечує таку твердість, тому для досягнення заданої твердості застосовують зміцнюючі операції при виготовленні та відновленні лемішних робочих органів.

В залежності від механічного складу ґрунту і його вологості робочі органи ґрунтообробних машин зношуються по товщині, ширині, довжині, затуплюються, згинаються і ламаються [2]. Зі збільшенням вологості ґрунту, дрібних фракцій, діаметром 0,25-1,00 мм, величина зношення лемішних робочих органів збільшується.

Існують два шляхи збільшення експлуатаційного ресурсу робочих органів. Перший полягає у зміцнюючих заходах, а другий – в ремонтних роботах, якщо робочий орган досяг граничних розмірів зношення. В одному і в другому випадку використовуються зміцнюючі операції.

На сьогодні відомо безліч методів зміцнення основного матеріалу, але із них для лемішних робочих органів використовуються наступні:

- загартування;
- наплавлення;
- електрофізична обробка.

Термічна обробка є одною із найпоширеніших технологічних операцій і вона використовується для зміцнення деталей в цілому. При цьому твердість металу можна отримати в межах 40-46 HRC для сталі 45 і до 58-65 HRC для сталі 65Г та легованих сталей. Але зносостійкість таких робочих органів нижча, порівняно із аналогічними деталями, виготовленими зі спеціальних матеріалів. Крім того, на суглинистих ґрунтах не відбувається самозагострення [3].

Електроерозійна обробка відноситься до електрофізичних методів. В лабораторії “Технології відновлення деталей газотермічним та електрофізичним методами” ННЦ “ІМЕСГ” створено установку для одночасного загострення та зміцнення робочих органів електроерозійним методом і розроблено технології відновлення лап культиваторів,

лемешів плугів та передплужників, дисків важких борін. Процес зміцнення проводиться в рідинному охолоджуючому середовищі, наприклад у воді, і деталь зміцнюється чавунним електродом-інструментом при дуговому процесі. Отримуємо твердий шар 60-64 HRC товщиною від 1 до 4 мм із дисперсного або дрібногольчастого мартенситу.

Недоліком цього методу є те, що він, в основному, придатний до використання для лезової частини робочих органів, що виконують функцію різання ґрунту, при цьому деформаційні зміни, що відбуваються в процесі обробки описуються наступною залежністю [4]:

$$y = 5,0392 + 0,0133x_1 - 0,0834x_2 - 0,5321x_3 + 0,0036x_4 + 0,012x_5, \quad (1)$$

де y – величина деформації, мм;

x_1, x_2, x_3 , – довжина, ширина, товщина зразка відповідно, мм;

x_4 , – сила струму, А;

x_5 – температура охолоджуючого середовища, °С.

Електродугове наплавлення штучними електродами і дротами може бути не тільки суцільним по всій поверхні, а й точковим. Нами проведені дослідження з визначення матеріалів, якими можна здійснювати зносостійке наплавлення. Перелік цих матеріалів наведено в таблицях № 1, 2 [5].

Таблиця 1 – Дроти для наплавлення зносостійких шарів

Марка	Хімічний склад, %									Твердість наплавленого шару, HRC
	Вуглець	Марганець	Кремній	Хром	Нікель	Вольфрам	Молібден	Ванадій	Титан	
Дроти суцільного перерізу										
НП-40Х2Г2М	0,35-043	1,8-2,3	0,4-0,7	1,8-2,3	≤0,4	-	0,8-1,2	-		54-56
НП-50ХФА	0,46-0,54	0,5-0,8	0,17-0,37	0,8-1,1	≤0,4	-	-	0,1-0,2		43-50
Порошкові дроти										
ПП-АН124	2,8	1	0,6	17	-	-	-	-	0,3	42-48
ПП-АН125	2	1	1,5	15	-	0,7	-	-	0,3	50-58
ПП-АН170	0,7	0,6	0,6	20	-	3	-	-	0,2	60-65
ПП-АН-122	0,3	1,6	0,8	5	-	-	0,6	-	0,2	50-56

Таблиця 2 – Електроди для наплавлення зносостійких шарів

Марка електрода	Тип	Призначення
ТКЗ-Н, Т-590, Т-620, 12АН ЛИВТ	ЭН-30Х5В2Г2СМ ЭН-95Х7Г5С	Для наплавлення деталей, що працюють в умовах інтенсивного абразивного зношення
ЦС-1 ВСН-6	ЭН-300Х28Н4С4 ЭН-110Х14В12Ф2	Для наплавлення деталей, що працюють в умовах інтенсивного абразивного зношення з ударними навантаженнями

В свій час електродугове точкове наплавлення запропонував Інститут ім. Є.О Патона. Були запропоновані технології зміцнення точковим наплавленням не тільки лемішних робочих органів, а й інших. Точки наносяться самофлюсуючим порошковим дротом на установці з механізмом подачі дроту. Задана зносостійкість виробу досяга-

ється за рахунок регулювання діаметрів точок, висоти головок, глибини проплавлення і кроку їх розміщення. Перевагою даного способу є те, що точки можна наносити на будь-яку просторову конфігурацію виробу і захищати деталь не тільки в місці контакту з ґрунтом, а й інші слабкі місця, наприклад отвори під болтові з'єднання.

Метою даної роботи є підвищення зносостійкості лемішних робочих органів за рахунок зміцнення одним або декількома методами.

При зміцненні елементів лемішних робочих органів перевага надається локальному (обмеженому) зміцненню, що дозволяє з мінімальними витратами порівняно дорогих зміцнюючих матеріалів збільшити ресурс нової чи відновленої деталі в декілька разів, за допомогою електродугового наплавлення і електроерозійної обробки.

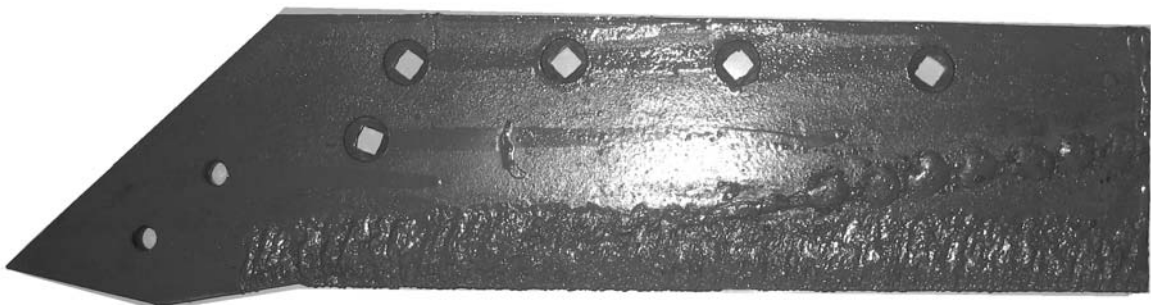
На сьогодні розроблено ряд спеціальних матеріалів, призначених для зміцнення деталей, що працюють в абразивному середовищі. Зокрема дослідним заводом зварювальних матеріалів Інституту електрозварювання ім. Є.О. Патона випускаються електроди марок Т-590 та Т-620.

Таке зміцнення електродами Т-590 проводили із електроерозійною обробкою лемешів плугів, виготовлених у ННЦ „ІМЕСГ” із вуглецевої сталі та із вставним привареним лезом із сталі 65Г. Електроерозійним методом локально зміцнювалося лезо, а точки наносились в хвостову частину з робочої сторони електродом Т-590. Випробування таких лемешів пройшли в умовах ВАТ “Кашперівський бурякорадгосп” Тетіївського району Київської області і показали наробіток, згідно акту впровадження, в середньому 210 га на один леміш, що близько до ресурсу нової імпоротної деталі французької фірми GREGOIRE – BESSON.

Для випробувань були виготовлені партія лемешів для плугів GREGOIRE – BESSON (рис.1) та елементи для плуга „Юпітер” (рис.2), і на сьогодні ведеться спостереження за ними.



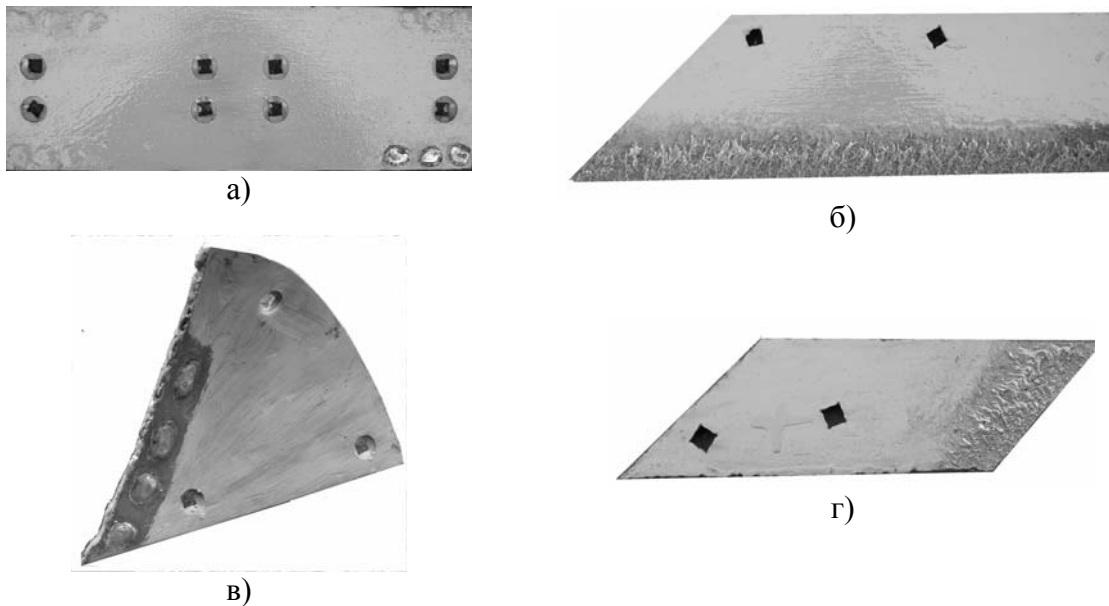
а)



б)

а) – вигляд з неробочої сторони із вставним лезом; б) – вигляд з робочої сторони із електроерозійною обробкою лезової частини та точковим зміцненням

Рисунок 1 – Леміш для плуга фірми GREGOIRE – BESSON



а) польова дошка; б) леміш; в) грудина полиці; г) носок лемеша

Рисунок 2 – Элементы плуга „Юпитер”

Для елементів робочих органів точки наносились при силі струму 400-450 А, через 2-5 мм на місця імовірного зношення. Точки мають діаметр 20-22 мм.

Після експериментальних досліджень будуть розроблені технологічні процеси зміцнення типових лемешів, які працюють в подібних умовах.

Отже, додатковий захист електродами Т-590 є перспективним і доступним при зміцненні основного металу і не потребує спеціального обладнання.

Список літератури

1. ДСТУ 2836-94. Зносостійкість виробів тертя, зношування та мащення. Терміни та визначення.
2. Рекомендации по восстановлению лемехов плугов. Всесоюзный научно исследовательский технологический институт восстановления изношенных деталей машин „РЕМДЕТАЛЬ”, ГОСНИТИ, Москва – 1986г.
3. Василенко М. О. Перспективи застосування локального зміцнення при виготовленні та відновленні робочих органів. // Техніка АПК Випуск 1, 2008.- С. 29-31.
4. Провести дослідження, розробити технологічні процеси та оснащення для відновлення та підвищення довговічності деталей сільськогосподарської техніки застосуванням зміцнюючих матеріалів / Звіт про НДР (проміжний) // № держ. реєстр. 0106U011553; № держ обліку 0200U006523. – Глеваха : ННЦ „ІМЕСГ”. – 2007.
5. Провести дослідження, розробити технологічні процеси та оснащення для відновлення та підвищення довговічності деталей сільськогосподарської техніки застосуванням зміцнюючих матеріалів / Звіт про НДР (проміжний) // № держ. реєстр. 0106U011553; № держ обліку 0200U006523. – Глеваха : ННЦ „ІМЕСГ”. – 2006.

В статье описано о методах увеличения износостойкости лемешных рабочих органов, которые используются в ННЦ „ІМЕСГ”, о применении дополнительной защиты при укреплении электродами Т-590. Подан перечень материалов, которые рекомендуется применять при наплавлении для увеличения ресурса работы.

In the article it is described about the methods of increase of wearproof of ploughshare working organs which are used in NSC „IAEE”, about application of additional defence at strengthening by the electrodes Т-590. The list of materials which it is recommended to apply at naplavlennii for the increase of resource of work is given.

Обґрунтування оптимальної величини ексцентриситету установки розподільника сошника для розкидного способу сівби сільськогосподарських культур

Розглянуто процес розподілу насіння комбінованим розподільником з розподільником у вигляді криволінійної призми. Визначено оптимальну величину ексцентриситету встановлення розподільника сошника для розкидного способу сівби.

сошник, рівномірність, насіння, розподільник, сівба, заробка

Постановка проблеми

Для підвищення дальності і рівномірності розподілу насіння за шириною захвату сошника необхідно використовувати комбінований розподільник насіння. Висіане висівним апаратом насіння через насіннепровід і направляч надходить на розподільник. Потрапляючи на криволінійну поверхню розподільника, воно змінює напрямок свого руху і, сходячи з поверхні розподільника, надходить на похилу ділянку, де розподіляється за шириною захвату сошника. При цьому виникає необхідність в обґрунтуванні величини ексцентриситету установки розподільників сошників для розкидного способу сівби.

Аналіз останніх публікацій та досліджень

Для підвищення рівномірності розподілу насіння за шириною захвату сошника, дослідники (Сисолін П.В., Заїка П.М., Кіров А.А., Коржиков І.Т. та інші.) рекомендують встановлювати розподільник у вигляді тіла обертання з ексцентриситетом відносно осі насіннепроводу.

При застосуванні розподільника, виконаного у вигляді криволінійної призми, для підвищення рівномірності розподілу насіння у середині засіваємої сошником смуги, його необхідно встановлювати із зсувом вперед, за напрямком руху сошника [3].

Результати досліджень

Для обґрунтування оптимального значення величини ексцентриситету ε розглянемо процес розподілу насіння комбінованим розподільником у вигляді криволінійної призми (рис. 1).. Нехай при русі сошника ним засівається смуга довжиною S і шириною B , на якій буде висіана певна кількість насінин N , яка визначається за формулою:

$$N = q \cdot S \cdot B, \quad (1)$$

де q – норма висіву, шт/м²;

S – довжина облікової ділянки, м;

B – ширина смуги, що засівається сошником, м.

Потік насіння, що надходить із насіннепроводу на розподільник ділиться на два потоки: насіння, що надходить на криволінійну поверхню розподільника і далі на

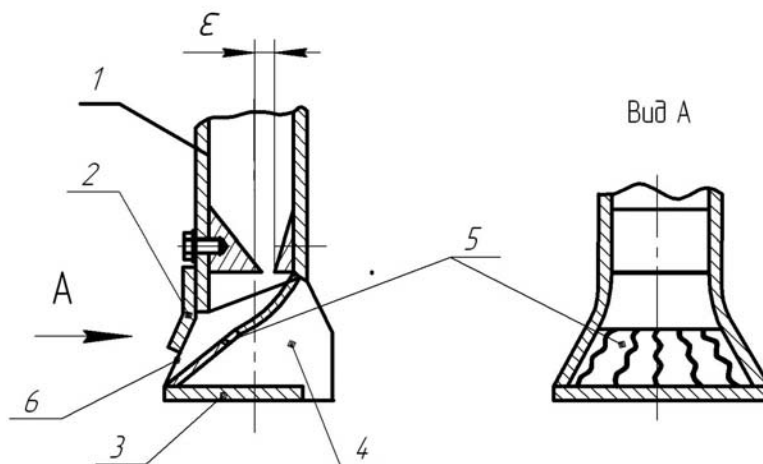
похилу ділянку; і насіння, яке надходить відразу із насіннєпроводу на похилу ділянку (рис. 1.).

Умовно розділимо перетин насіннєпроводу на n рівних сегментів. Кожним таким елементарним сегментом буде засіватися стрічка визначеної ширини (рис. 2), що визначиться за формулою:

$$b_i = x_i - x_{i-1}, \quad (2)$$

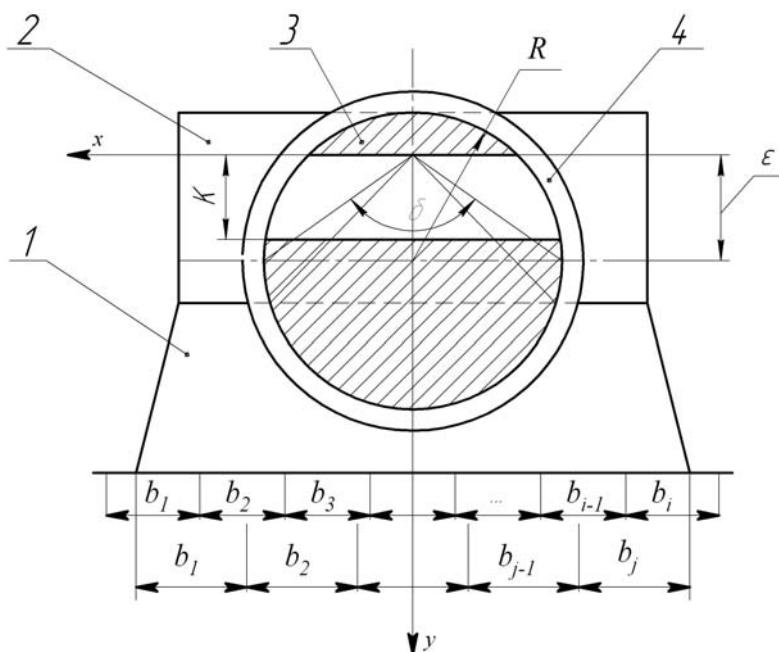
де b_i – ширина елементарної стрічки;

x_i, x_{i-1} – координати границь сектора.



ε – ексцентриситет встановлення розподільника; 1 – насіннєпровід, 2 – щиток-відбивач, 3 – ущільнююча основа, 4 – підсошниковий простір, 5 – розподільник з похилою ділянкою, 6 – вихідне вікно

Рисунок 1 – Сошник для підґрунтового-розкидної сівби



ε – ексцентриситет встановлення розподільника, δ – центральний кут хорди; K – висота вихідного отвору направляча насіння; 1 – похила ділянка, 2 – розподільник, 3 – направляч

Рисунок 2 – Схема для обґрунтування ексцентриситету встановлення розподільника у виді криволінійної призми, твірна якої є брахистохрона

Кількість насінин, висіяних кожним елементарним сегментом насіннєпроводу на обліковій ділянці, дорівнює:

$$N_i = \frac{F_i}{F_n} \cdot N, \quad (3)$$

де F_i – площа елементарного сегмента, м^2 ;

F_n – площа вихідного перерізу насіннєпроводу, м^2 .

Рівномірність розподілу насіння за шириною захвату сошника ρ_i буде характеризуватися щільністю насінин у межах кожної елементарної смужки і буде дорівнювати відношенню кількості насінин, висіяних кожним елементарним сегментом, до ширини смуги, що засівається ним:

$$\rho_i = \frac{N_i}{N \cdot b_i}, \quad (4)$$

або

$$\rho_i = \frac{F_i}{F_c \cdot b_i}. \quad (5)$$

Щільність розподілу насіння за шириною захвату сошника, що надійшло на похилу ділянку в цілому дорівнює:

$$\rho_1 = \frac{\sum F_i}{F_c \cdot \sum b_i}, \quad (6)$$

де F_c – площа сегмента.

За аналогією, щільність розподілу насіння, що надійшло на похилу ділянку відразу із насіннєпроводу в цілому дорівнює:

$$\rho_2 = \frac{\sum F_j}{F_n \cdot \sum b_j}. \quad (7)$$

Для рівномірного розподілу насіння за всією шириною захвату сошника необхідно, щоб густина розподілення на ділянках 1 і 2 була однаковою, тобто $\rho_1 = \rho_2$, або:

$$\frac{\sum F_i}{F_c \cdot \sum b_i} = \frac{\sum F_j}{F_n \cdot \sum b_j}. \quad (8)$$

Сума ділянок $\sum F_i$ рівна:

$$\sum F_i = F_n, \quad (9)$$

де F_n – площа кола.

Сума ділянок $\sum F_j$ рівна:

$$\sum F_j = F_c \quad (10)$$

Площа сегмента (рис. 2.) розраховується за формулою:

$$F_{\text{сегмента}} = \frac{1}{2} \cdot R^2 \cdot (2\pi - \delta), \quad (11)$$

де R – радіус вихідного перерізу насіннєпроводу, м;

δ – центральний кут хорди, град.

Стріла сегменту, в даному випадку, рівна ексцентриситету встановлення розподільника. При цьому кут δ можна визначити з наступної залежності:

$$\delta = 2 \arctg \frac{\sqrt{R^2 - (\varepsilon - K)^2}}{K}. \quad (12)$$

Підставивши у вираз (8) значення F_n і F_c та виконавши перетворення отримаємо формулу для визначення оптимальної величини ексцентриситету:

$$\frac{\sum b_i}{\sum b_j} = \frac{2 \left(\pi - \cos 2 \frac{\sqrt{R^2 - (\varepsilon - K)^2}}{R^2} + \cos 2 \frac{\sqrt{R^2 - \varepsilon^2}}{R^2} \right)}{2\pi - 2 \arctg \frac{\sqrt{R^2 - (\varepsilon - K)^2}}{K}}. \quad (13)$$

Використовуючи отриманий вираз щільності розподілу насіння за шириною захвату сошника, можна визначити таке значення ексцентриситету ε , при якому графік функціональної залежності $f = \rho_i(b_i)$ буде найбільш наближений до ідеального розподілу.

Значення $\sum b_i$ визначимо із ширини смуги, що задається (100...120 мм); значення $\sum b_j$ на підставі досліджень, при яких смуга розподілу насіння при ударі по похилій поверхні дорівнює 95... 100 мм.

Оптимальне значення ексцентриситету визначимо із рівняння (13) за допомогою ПЕОМ шляхом послідовної підстановки значень ε від 0,2R до R. Користуючись таким способом, ми визначили, що найбільш рівномірно насіння по ширині захвату сошника буде розподілятися при величині ε рівної 0,6...0,9 R.

Висновки

Одним зі шляхів підвищення рівномірності розподілу насіння за шириною захвату сошника є застосування комбінованого розподільника, що представляє собою комбінацію з криволінійної поверхні, з твірною у вигляді брахистохрони, і похилої прямолінійної ділянки, яка є основою розподільника.

Розподільник встановлений з ексцентриситетом відносно осі насіннепроводу, який дорівнює $\varepsilon=0,6...0,9 R$, що забезпечує найбільш рівномірний розподіл насіння за шириною захвату сошника.

Перспективи подальших досліджень

В подальших дослідженнях планується виконати підбір методики обробки експериментальних даних та визначити коефіцієнти регресії. Встановити відповідність отриманих експериментальних даних до математичної моделі.

Список літератури

1. Практикум по сельскохозяйственным машинам / А.И. Любимов, З.И. Вогкий, В.В. Бледных и другие — М.: Колос.1999.—191с.: ил. — (Учебник и учеб. Пособие для высших учебных заведений) ISBN 5-10-002954-4.
2. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: Элементы теории рабочих процессов, расчет регулировочных процессов и режимов работы. — 2-е изд., перераб. и

- доп.— М.: Колос, 1980. — 671 с., ил. (Учебники и учебные пособия для высших с.-г. учеб. заведений.).
3. Хоменко М.С. и др. Механизация посева зерновых культур и трав. Справочник / М.С. Хоменко, В.А. Зырянов, В.А. Насонов.— К.: Урожай, 1989.— 168 с. — ISBN 5-337—00452-2.
 4. Науково обґрунтована система ведення сільського господарства в Лісостепу УРСР П.Л. Погрібняк, В.Ф. Губенко, В.А. Ільченко, М.В. Кузьменко, Т.Т. Польовкін, В.І. Федан. Міністерство сільського господарства в Українській ССР. "Урожай" 1974, стр. 1-488 (на українській мові).

Установлена оптимальная величина эксцентриситета установки распределителя сошника для разбросного способа посева. Рассматривается процесс распределения семян комбинированным распределителем в виде криволинейной призмы. Равномерность распределения семян по ширине захвата сошника будет характеризоваться плотностью семян в границах каждой элементарной полосы и будет равняться отношению количества семян, высеянных каждым элементарным сегментом, к ширине полосы, что засеивается этим элементарным сегментом.

The optimum size of eksstentrisiteta of setting of distributor of soshnika for the method of sowing throwing about is set. The process of distributing of seeds is considered by a kombinirovanim distributor as a curvilinear prism. Evenness of distributing of seeds on the width of capture of soshnika will be characterized by the closeness of seeds within bounds of every elementary strip and will equal the relation of quantity of the seeds sown by every elementary segment, to the width of bar, that is sown by this elementary segment.

А.М. Артюхов, канд. техн. наук, О.В. Оришака, доц., канд. техн. наук,
В.О. Оришака, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

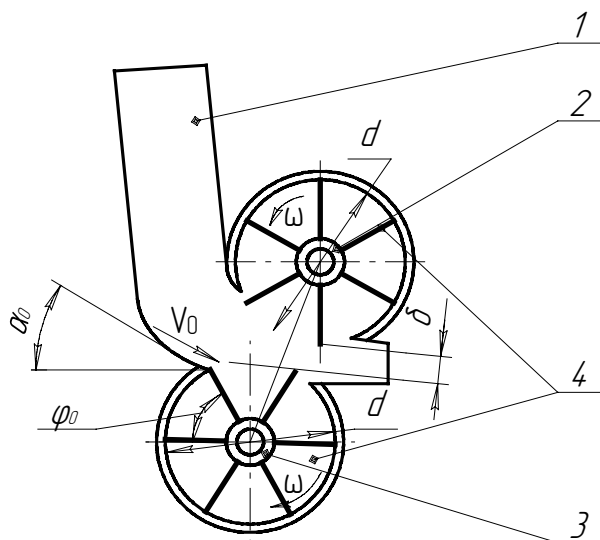
Дослідження вихідної швидкості сипкого матеріалу з постачального пристрою гравітаційно-роторного типу

У статті розглядаються питання побудови математичної моделі технологічного процесу завантаження дрібнозернистих сипких матеріалів двороторним постачальним пристроєм у клапанні мішки, представлено результати впливу основних параметрів постачального пристрою на вихідну швидкість сипкого матеріалу для здійснення технологічного процесу.

постачальний пристрій, сипкий матеріал, клапанний мішок, вихідна швидкість, гравітаційно-роторний, технологічний процес

Сучасний рівень механізації навантажувально-розвантажувальних робіт в сільськогосподарському виробництві, зокрема в кормовиробництві, є ще недостатнім. Використання закритих (клапанних) мішків дозволяє суттєво скоротити непродуктивні витрати на завантаження, проте стримується малою наявністю відповідного обладнання. Для деяких матеріалів особливість завантаження їх в клапанні мішки полягає в тому, що подача в клапанні мішки повинна бути практично майже горизонтальною. Якщо використовувати тільки гравітаційні засоби подавання, то для деяких матеріалів зміна швидкості призводить до великої ймовірності появи заторів. Тому використання саме такої конструкції активного робочого органу вирішує цю проблему.

Особливість конструкції гравітаційно-двороторного постачального пристрою (рис.1) полягає в тому, що верхній ротор забезпечує необхідний напрямок руху потоку сипкого матеріалу і надає йому додаткового імпульсу. Це сприяє збільшенню вихідної швидкості матеріалу, підвищує продуктивність.



1 – матеріалопровід; 2 – верхній ротор; 3 – нижній ротор; 4 – лопаті роторів

Рисунок 1 – Схема гравітаційно-двороторного постачального пристрою

Метою роботи є побудова математичної моделі технологічного процесу постачального пристрою за результатами багатофакторного експерименту і аналіз впливу його основних параметрів на вихідну швидкість сипкого матеріалу.

Дослідження вихідної швидкості сипкого матеріалу з постачального пристрою гравітаційно-двоторного типу проводиться з використанням математичного моделювання за розробленою методикою. На першому етапі проведення повного факторного експерименту кодуються всі фактори, що впливають на вихідну швидкість сипкого матеріалу з постачального пристрою:

- кут сходження сипкого матеріалу з матеріалопроводу (X_1);
- швидкість сходження сипкого матеріалу з матеріалопроводу (X_2);
- діаметр роторів (X_3);
- кутова швидкість обертання роторів (X_4);
- зазор між роторами (X_5).

Результати кодування факторів, основні рівні та інтервали їх варіювання наведені в табл.1 (матеріал – крупа кукурудзяна, подача – 4 кг/с).

Таблиця 1 – Кодування факторів для проведення експерименту

Фактори	Натуральне значення	Кодоване значення	інтервал варіювання	рівні варіювання					
				натуральні			кодовані		
				верх.	нижн.	нульовий	верх.	нижн.	нульовий
кут сходження сип. матеріалу, град.	α Alfa*	X_1	10	50	30	40	+1	-1	0
швидкість сходження сипкого матеріалу з матеріалопроводу, м/с.	V_0	X_2	1	3	1	2	+1	-1	0
діаметр роторів, м.	D Diam*	X_3	0,032	0,225	0,160	0,192	+1	-1	0
кутова швидкість обертання роторів, c^{-1} .	ω W*	X_4	50	150	50	100	+1	-1	0
зазор між роторами, мм.	δ Z*	X_5	10	40	20	30	+1	-1	0

* – позначення в автоматизованих програмних розрахунках.

Формування матриці та обробка результатів експерименту (його статистичний аналіз) здійснено з використанням обчислювальної техніки та відповідного програмного забезпечення (табличного процесора (MS Excel), математичних та універсальних статистичних пакетів (Math Cad, Statgraphics, STADIA) , систем (мов) програмування (C, basic).

За наступними критеріями (статистики) Колмогорова, омега-квадрат та χ -квадрат, обирається нульова гіпотеза: розподіл вихідної швидкості сипкого матеріалу не відрізняється від нормального.

Після попередньої статистичної обробки результатів активного експерименту (перевірка гіпотези про однорідність відрядкових дисперсій (табличне значення коефіцієнта Кохрена $G_t = 0,0745$, для рівня статистичної значимості $p=0,05$ і ступенів

свободи $f_1 = 46, f_2 = 9$), перевірка статистичної значимості отриманих цифр (значення t -критерію Ст'юдента для рівня статистичної значимості $\alpha = 0,05, t_T = 1,96$), перевірка на мультиколінеарність та інших), одержана нелінійна багатофакторна математична модель вихідної швидкості Y :

$$Y = 7,15 + 0,23 X_1 + 0,39 X_2 + 1,18 X_3 + 2,81 X_4 - 0,57 X_5 + 0,22 X_1^2 + 0,10 X_1 X_2 + 0,07 X_1 X_3 + 0,0 X_1 X_4 + 0,0 X_1 X_5 - 0,34 X_2^2 - 0,025 X_2 X_3 + 0,3 X_2 X_4 - 0,05 X_2 X_5 + 1,09 X_3^2 + 0,425 X_3 X_4 - 0,25 X_3 X_5 + 0,90 X_4^2 - 0,6 X_4 X_5 + 0,58 X_5^2$$

(у кодованій системі факторів).

Отримано модель з такими характеристиками: статистика R-квадрат дорівнює 89,36% (модель відображає 89,4% мінливості змінної Y); скоригований R-квадрат (з урахуванням ступеня свободи) склав 80,85%; статистика Дурбіна-Ватсона – 1,18787 ($P = 0,0120$). Отже, не спостерігається серйозної автокореляції у залишках.

Вплив параметрів пристрою на вихідну швидкість сипкого матеріалу для здійснення технологічного процесу показано на діаграмі (рис. 2).

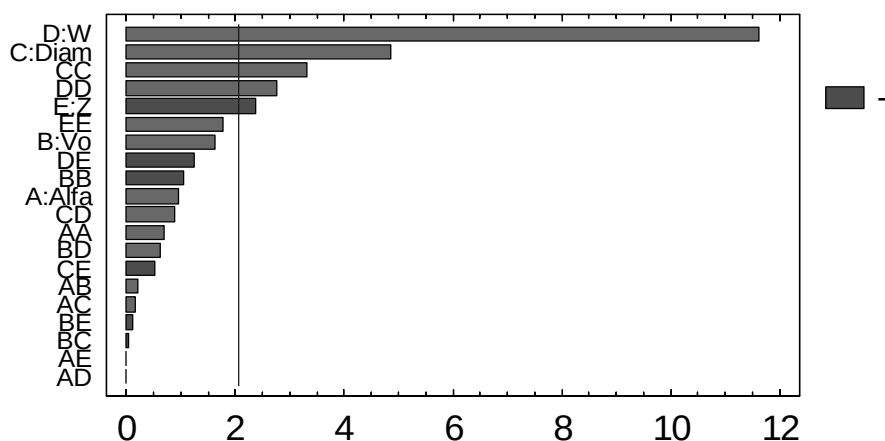


Рисунок 2 – Діаграма оцінки впливу параметрів постачального пристрою на вихідну швидкість сипкого матеріалу (Паретто-карта)

На діаграмі показано, що кутова швидкість ротора (W) і його діаметр ($Diam$), а також зазор між роторами (Z) мають статистично вагомі ефекти.

Після спрощення (відкидання статистично не вагомих факторів) отримано таку математичну модель вихідної швидкості Y :

$$Y = 7,36 + 1,18 X_3 + 2,81 X_4 - 0,57 X_5 + 1,0 X_3^2 + 0,82 X_4^2$$

(у кодованій системі факторів).

Після спрощення отримано модель вихідної швидкості з такими характеристиками: статистика R-квадрат дорівнює 83,8118 % (модель відображає 83,8118 % мінливості змінної Y); скоригований R-квадрат (з урахуванням ступеня свободи) склав 81,7883%; статистика Дурбіна-Ватсона – 1,26847 ($P=0,0018$). У даному випадку не спостерігається серйозної автокореляції у залишках.

Вплив параметрів на вихідну швидкість сипкого матеріалу з постачального пристрою відображено на рис. 3...6.

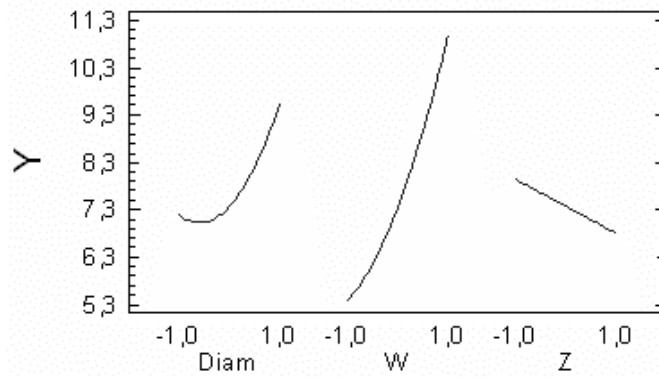


Рисунок 3 – Головні ефекти (де Y – вихідна швидкість матеріалу в м/с)

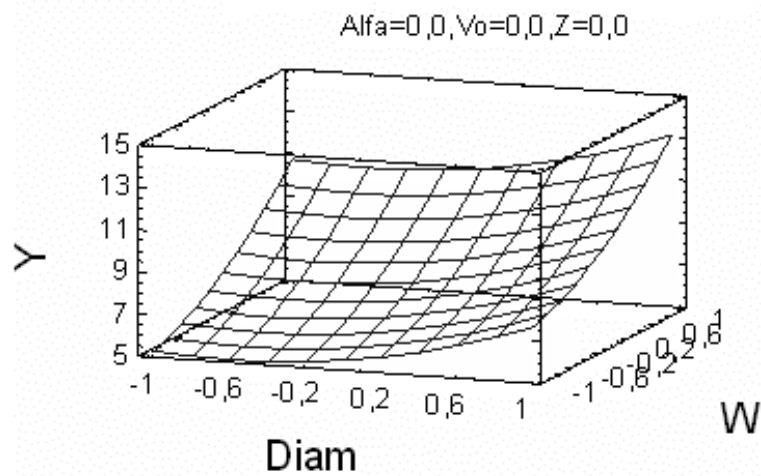


Рисунок 4 – Графік поверхні відгуку. Вплив найбільш вагомих параметрів: діаметру ротора (Diam) та частоти обертання ротора (W) у діапазоні вимірювання вихідної швидкості сипкого матеріалу (де Y – вихідна швидкість матеріалу в м/с)

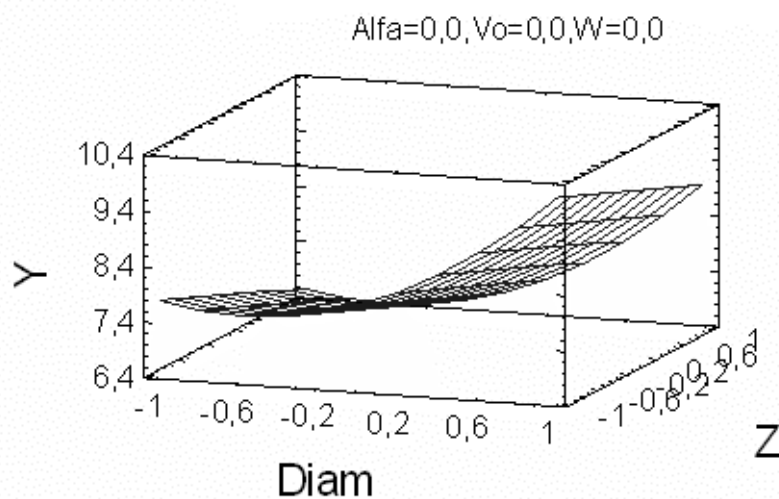


Рисунок 5 – Графік поверхні відгуку. Вплив найбільш вагомих параметрів: діаметру ротора (Diam) та зазору між роторами (Z) у діапазоні вимірювання вихідної швидкості сипкого матеріалу (де Y – вихідна швидкість матеріалу в м/с)

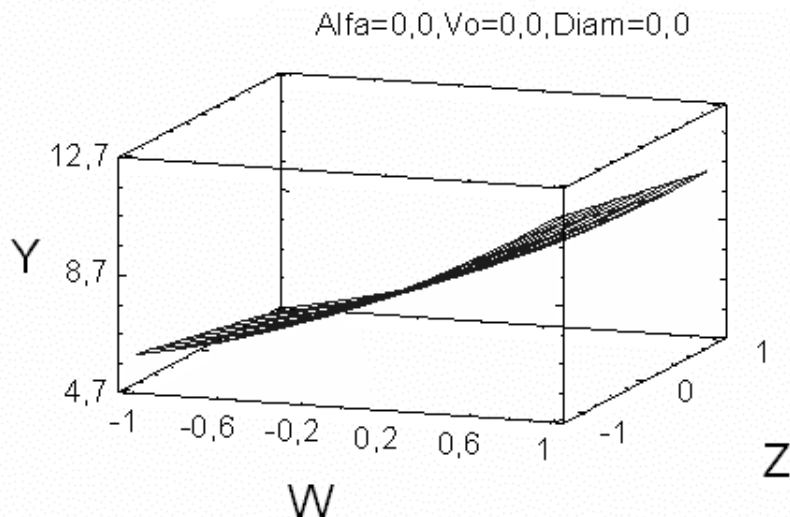


Рисунок 6 – Графік поверхні відгуку. Вплив найбільш вагомих параметрів: частоти обертання ротора (W) та зазору між роторами (Z) у діапазоні вимірювання вихідної швидкості сипкого матеріалу (де Y – вихідна швидкість матеріалу в м/с)

Проведені дослідження дозволили зробити висновок, що вихідна швидкість сипкого матеріалу з постачального пристрою більшою мірою залежить від діаметра роторів та кутових швидкостей їх обертання, зазору між роторами, а кут сходження сипкого матеріалу з матеріалопроводу є маловпливовим фактором.

Результати випробувань показали аналогічний вплив параметрів постачального пристрою на вихідну швидкість на завантаженні преміксу та вітамінного борошна.

Список літератури

1. Дюк В. Обработка данных на ПК в примерах. – СПб.: Питер, 1997. – 240 с.
2. Кулаичев А.П. Методы и средства анализа данных в среде Windows. STADIA. Изд. 3-е переработанное и дополненное. – М.: Информатика и компьютеры, 1999. – 341 с.
3. Оришака О.В., Кравцова Г.В., Артюхов А.М. Моделі основних напрямків розширення технологічних можливостей машини гравітаційного типу для завантаження сипких матеріалів // Зб. наук. праць КІСМ (техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). – Вип. 4. – Кіровоград: КІСМ, 1998. – С.91–95.
4. Оришака О.В., Гончаров В.В., Кравцова Г.В., Артюхов А.М. Визначення впливу параметрів постачального пристрою гравітаційно-роторного типу на затрати потужності // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. – Випуск 28. – Кіровоград: КДТУ, 1999. – С.116–122.
5. Оришака О.В., Артюхов А.М. Дослідження енергетичних витрат технологічного процесу гравітаційно- двороторного постачального пристрою // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. – Випуск 31. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – С.22–27.

В статье рассматриваются вопросы построения математической модели технологического процесса загрузки мелкозернистых сыпучих материалов двуроторным питателем в клапанные мешки, представлены результаты влияния основных параметров питателя на выходную скорость сыпучего материала для осуществления технологического процесса.

In clause questions of construction of mathematical model of technological process of loading fine-grained loose materials be a bilateral feeder in valvular sacks are considered, results of influence of key parameters of a feeder for target speed of a loose material for realization of technological are presented.

Стенд для перевірки ресурсу шестеренних насосів

В запропонованій статті приведено конструкцію і принцип роботи енергозберігаючого стенду для перевірки ресурсу шестеренних насосів.

довговічність, ресурс, шестеренні насоси, тиск, частота обертання

Довговічність шестеренних насосів є однією з найважливіших властивостей їх надійності.

Довговічність – кількісно оцінюється технічним ресурсом.

Під технічним ресурсом розуміють напрацювання шестеренного насосу від початку експлуатації до досягнення граничного стану.

Критерієм граничного стану шестеренних насосів є зниження коефіцієнту подачі на 20% [1].

Перевірку ресурсу насосів здійснюють при проведенні доводочних, попередніх, періодичних, типових інспекційних та атестаційних випробувань.

В умовах виробництва, випробування шестеренних насосів на ресурс проводять на стендах, при постійному або циклічному навантаженні.

Визначення ресурсу насосів займає значний час в загальній тривалості їх випробувань.

Так як довговічність насосу при номінальному режимі роботи дорівнює 3000 годин, то час випробувань для визначення ресурсу при цьому режимі і трьохзмінній роботі (20 годин на добу і 25 днів за місяць) складе 6 місяців. Згідно ДСТУ 2102-93 перевірку ресурсу насосів проводять при їх циклічному навантаженні за умови зміни тиску в напірній магістралі стенду від нуля до номінального з частотою циклу 0,5...1,25 Гц та при інших номінальних параметрах, при швидкості зростання тиску (100...350) МПа, тривалість випробувань не менше 10^6 циклів [2].

При циклічному навантаженні з частотою циклу 1,25 Гц і тривалістю 10^6 циклів – час випробування насосу становить 222,2 годин. В даній статті наведена конструкція і принцип роботи стенду для перевірки шестеренних насосів.

Стенд складається із наступних частин:

- рами, яка являє зварювальну конструкцію призначену для розміщення і кріплення вузлів приводу, гідросистеми, приладів;
- приводу стенда, який складається з електродвигуна і мультиплікатора, з'єднаних між собою втулочно-пальцевою муфтою;
- гідравлічної системи, зображеної на рис.1;
- контрольно-вимірювальних приладів (манометру, термометру, реле тиску, лічильника імпульсів, світлопроменевого осцилографу);
- електрообладнання стенду (електродвигун, пускова апаратура).

Стенд дозволяє проводити перевірку ресурсу насосу при постійному і циклічному їх навантаженні.

Випробування насосу в режимі постійного навантаження відбувається наступним чином:

Ведучий вал випробувального насосу 3 з'єднаний з валом мультиплікатора спеціальною компенсаційною муфтою і обертається з постійною кутовою швидкістю (частотою обертання).

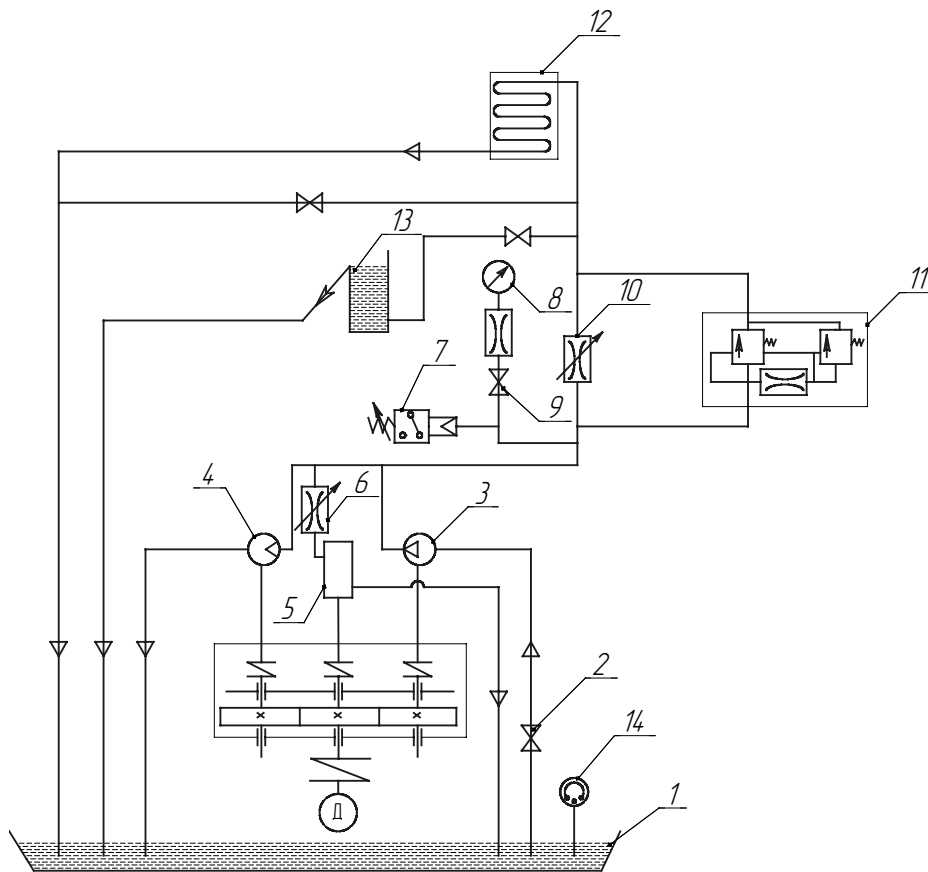


Рисунок 1 – Стенд перевірки ресурсу шестеренних насосів (гідравлічна схема)

З гідробаку 1 по лінії всмоктування робоча рідина через вентиль 2 забирається насосом і подається в магістраль високого тиску.

Робоча рідина проходить через дросель 10, настроєний на номінальний тиск насоса, охолоджувач 12 і направляється в гідробак 1. Частина потоку робочої рідини високого тиску направляється в гідромотор 4.

Зливна порожнина гідромотору 4 підключена до зливного трубопроводу стенду. Гідромотор 4 механічно зв'язаний через зубчасту передачу мультиплікатора з випробувальним насосом 3.

Основна потужність що розвивається гідромашинами циркулює від насоса 3 у вигляді енергії потоку робочої рідини до гідромотору 4, а від гідромотору у вигляді механічної енергії повертається до насоса. При випробуванні дросель 6 і вентиль 15 закриті. Запобіжний кран 11 призначений для запобігання перевищення тиску в гідросистемі. Тиск спрацювання запобіжного клапану контролюється манометром 8. Для запобігання пошкодження манометра 8 встановлений спеціальний кран 9, відключаючий манометр.

При випробуванні насоса при циклічному навантаженні відкривають дросель 6 і направляють потік робочої рідини в гідравлічний навантажувальний пристрій 5 стенду, який забезпечує задану частоту [3].

Перевірку насоса на ресурс проводять по етапам. Тривалість етапу випробувань при постійному навантаженні не більше 500 годин, а при циклічному навантаженні дорівнює 250000 ± 50000 циклів.

Після кожного етапу вимірюють коефіцієнт подачі насоса.

Для вимірювання коефіцієнта подачі стенд обладнаний мірним баком 13.

Для автоматичного контролю тиску в гідросистемі і подачі сигналу на лічильник імпульсів встановлено реле тиску.

Стенд обладнаний електроконтактним термометром 14, який відключає стенд при досягненні максимальної температури робочої рідини.

Таким чином:

– наведена конструкція дозволяє проводити перевірку ресурсу насосів при постійному або циклічному їх навантаженні.

– стенд з циркулююмою потужністю дозволяє заощадити спожиту потужність приводу, так для насосу НШ32А-3 на 58,9%; для насосу НШ50А-3 на 41,5%.

Список літератури

1. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови ГСТУ 3-25-180-97. Мінпромполітики України, Київ.
2. Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні вимоги ДСТУ 2192-93. Видання офіційне. Держстандарт України, Київ.
3. В.А. Павлюк-Мороз, Р.А. Осін та інші Універсальний гідравлічний навантажувальний пристрій стенда для випробування шестеренних насосів на ресурс./ Збірник наукових праць КНТУ //Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Випуск 17-Кіровоград: КНТУ, 2006.-С.66-69.

В предлагаемой статье приведена конструкция и принцип работы энергосберегающего стенда для проверки ресурса шестеренных насосов.

In the offered article a construction and principle of work of енергозберігаючого stand is resulted for verification of resource of cog-wheel pumps.

Експериментальне дослідження ефективності зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами

Експериментально досліджена ефективність зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів кульовими автобалансирами. Ефективність оцінювалась по віброприскоренням на корпусі вентилятора на різних режимах його роботи. Експерименти проведенні для промислового осьового вентилятора ВО 06-300 №4 на стенді.

автобалансир, крильчатка, осьовий вентилятор, зрівноваження, дисбаланс

В процесі роботи осьового вентилятора напрямок і величина дисбалансу крильчатки змінюється [1,2], внаслідок чого її балансування до початку експлуатації недостатньо. Тому в роботі [3] запропоновано зрівноважувати крильчатки на ходу кульовими автобалансирами (АБ) різних типів, зокрема АБ нової конструкції з перегородками, розробленими в роботах [4,5]. Також в роботі [3] були розроблені схеми зрівноваження крильчатки, алгоритми визначення основних параметрів різних типів АБ, описаний стенд, створений на базі осьового вентилятора ВО 06-300 та дослідні моделі кульових АБ, запропонований процес зборки вентилятора з АБ із перевіркою параметрів якості.

В роботі [6] експериментально досліджена робота різних типів кульових автобалансирів при зрівноважуванні крильчатки осьового вентилятора. Розроблена методика динамічного зрівноважування крильчатки до початку експлуатації вентилятора і методика визначення чутливості автобалансирів до дисбалансу. Проте частину дослідів не було проведено.

Метою цієї роботи є провести спектральний аналіз вібрацій корпусу вентилятора, дослідити ефективність зменшення АБ відповідних віброприскорень і віброшвидкостей. Для експериментів використовується стенд, створений для виміру вібрацій осьових вентиляторів ВО 06-300. Він дозволяє визначати частоту обертання крильчатки за допомогою стробоскопа-тахометра, спостерігати за відносними рухами куль за допомогою стробоскопа, та знімати цей рух за допомогою відеокамери, вимірювати віброприскорення і робити спектральний аналіз коливань осьового вентилятора за допомогою датчиків акселерометрів MMA6231Q 2AX 1,5, що з'єднані з персональним комп'ютером через аналогово-цифрову плату осцилографа ADXL202EB-232A з USB інтерфейсом. Дослідження проводилися для осьового вентилятора В 06-300 №4. Датчики акселерометри вимірюють віброприскорення на корпусі вентилятора в площині, паралельній площини крильчатки (дисбалансу). Прихід куль в необхідне положення фіксується за допомогою цифрової фотозйомки з використанням спалаху.

Визначались миттєві значення віброприскорення (м/с^2) на корпусі вентилятора в діапазоні частот 10-100 Гц (режим осцилографа) і частоти і інтенсивність складових коливань в діапазоні до 100 Гц (режим спектрального аналізатора). Умови проведення випробувань відповідають ГОСТ 11442-90, ГОСТ 10616-90, ГОСТ 10921-90, ГОСТ 12.1.012-90, ГОСТ 31351-2007, ГОСТ 31350-2007 [7-11].

Експерименти проводилися для електродвигуна без крильчатки (рис. 2), для вентилятора до модернізації – з крильчаткою без АБ, і після модернізації – з крильчаткою і АБ за відсутності і наявності додаткового дисбалансу (рис. 3, 4).

Результати експериментів, проведених до модернізації, наступні.

Експеримент 1. Робота осьового вентилятора без крильчатки (рис. 2). При цьому визначаються вібраційні характеристики вентилятора без крильчатки. Вони будуть найкращими, бо встановлення крильчатки буде збільшувати незрівноваженість обертових частин. Результати експерименту занесені до табл. 1, експ. 1.

Встановлена наявність однієї невеликої гармоніки коливань, що відбувається із частотою обертання ротора електродвигуна, і практична відсутність інших гармонік. Це пояснюється зрівноваженістю ротора електродвигуна і безшумністю роботи останнього (рис. 5).

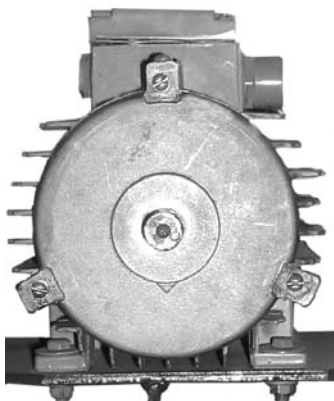


Рисунок 2 – Робота осьового вентилятора без крильчатки



Рисунок 3 – Робота осьового вентилятора з зрівноваженою крильчаткою і АБ



Рисунок 4 – Робота осьового вентилятора з незрівноваженою крильчаткою і АБ

Таблиця 1– Зведені результати експериментів*

№	Спектр і розмах коливань			Коливання (розмах) $U_c, мВ$	Віброприскорення, $м/с^2$		Віброшвидкість, $мм/с$	
	$\omega, об/с$	$U, мВ$	Ефект. АБ, %		амплітуда	середньо-квадратичні	амплітуда	середньо-квадратичні
1	25	24	-	25	0,3	0,21	1,91	1,35
2	25	77		78	0,96	0,68	6,127	4,3
3	25	137		140	1,71	1,21	10,9	7,7
4	25	75	2,6	77	0,94	0,67	5,97	4,22
5	25	75	83	77	0,94	0,67	5,97	4,22

*Розмах віброприскорень вимірюється у мілівольтах.

Дані в комірках білого кольору прийняті за базу для порівняння віброприскорень, а в темно-сірого – для розрахунку позитивного ефекту від застосування АБ.

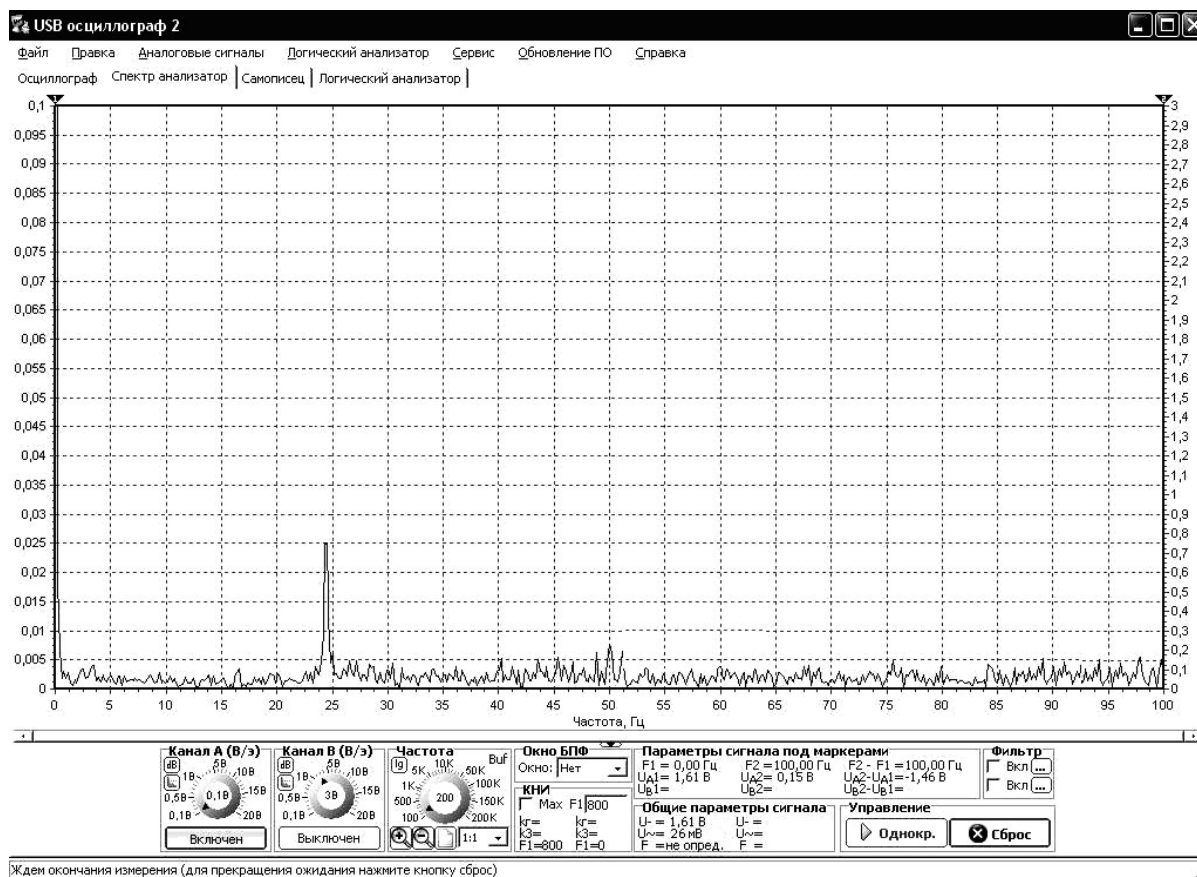


Рисунок 5 – Робота осьового вентилятора без крильчатки і АБ (тільки вал) – спектральний аналіз

Було встановлено, що єдиним джерелом вібрацій є обертання незрівноважених мас із частотою обертання ротора електродвигуна, що видно з:

- а) графіку спектрального аналізатора, на якому спостерігається чіткий пік (25 Гц), що відповідає частоті обертання вала електродвигуна;
- б) осцилограми коливань (рис. 6), на якому утворена правильна синусоїда, із якого впливає наявність одного джерела вібрацій від неврівноваженості крильчатки;
- в) того, що розмах сумарних вібрацій майже рівний розмаху коливань, що відбуваються із частотою обертання ротора електродвигуна.

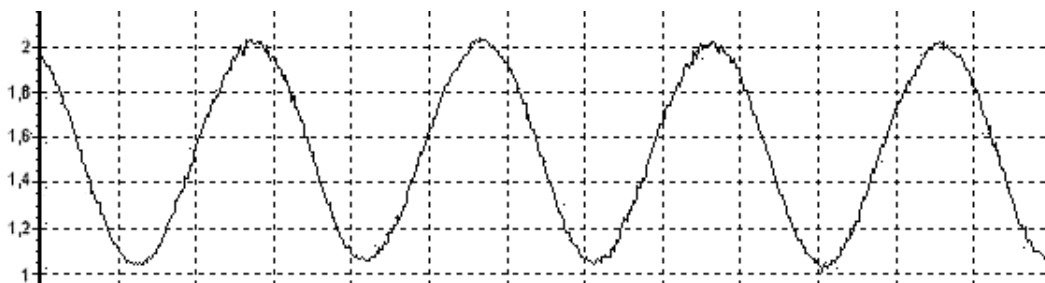


Рисунок 6 – Осцилограма коливань

Експеримент 2. Робота осьового вентилятора з крильчаткою. Запускається електродвигун з крильчаткою, зрівноваженою за четвертим класом точності. При цьому визначаються найкращі характеристики роботи осьового вентилятора без АБ. На спектральному аналізаторі (рис. 7, а) спостерігається збільшення піку, що відповідає

частоті 25 Гц. Це викликано неврівноваженістю крильчатки. Також спостерігається значно менший пік на частоті 50 Гц, зумовлений наводками струму в мережі живлення. Але сумарні коливання – майже гармонічні, із частотою 25 Гц. Результати експерименту занесені до табл. 1, експ. 2.

Експеримент 3. Робота осьового вентилятора з крильчаткою і великим дисбалансом. Запускається електродвигун з крильчаткою і великим дисбалансом 1050 г·мм, утвореним масою 14 г, розташованою на периметрі колектора (75 мм). Визначаються найгірші характеристики роботи осьового вентилятора без АБ. На спектральному аналізаторі спостерігається значне збільшення піку на частоті 25 Гц (рис. 8, а). Як і в експерименті 3 спостерігається значно менший пік на частоті 50 Гц. Результати експерименту внесені в табл. 1, експ. 4.

Встановлено, що при великому дисбалансі віброприскорення збільшилися, у порівнянні з експериментом 2, на 83%.

Для модернізації вентилятора використовується кульковий АБ з перегородками. Кількість куль в АБ – 6 штук, балансувальна ємність – 1100 г·мм. Результати експериментів наступні.

Експеримент 4. Робота осьового вентилятора з крильчаткою і АБ. Запускається електродвигун (рис. 3) з зрівноваженою за четвертим класом точності крильчаткою і АБ. Визначається ефективність роботи АБ при малих дисбалансах (фактичній відсутності дисбалансу) крильчатки. Результати експерименту занесені в табл. 1, експ. 3.

Встановлено, що кулі прийшли у положення, у якому зрівноважують одна одну (рис. 2), і частково зменшився пік на частоті 25 Гц (рис. 7, б), у наслідку чого віброприскорення зменшилися, у порівнянні з експериментом 2, на 2,6%. Це пояснюється тим, що коливання від дисбалансу крильчатки зменшуються частковим зрівноважуванням кулями малого дисбалансу крильчатки.

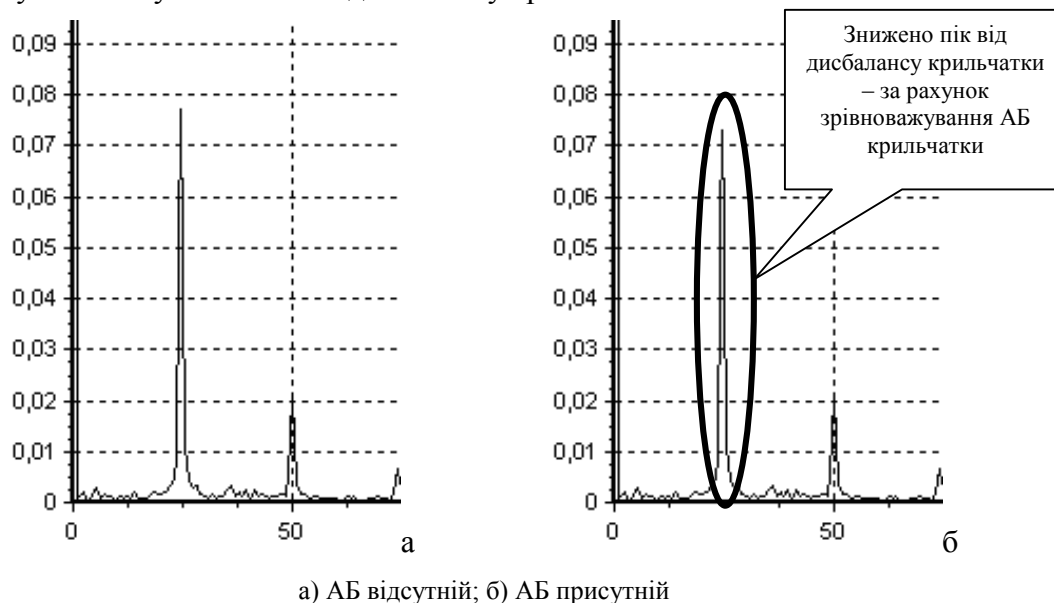


Рисунок 7 – Робота осьового вентилятора з крильчаткою – спектральний аналіз

Експеримент 5. Запускається електродвигун з крильчаткою, великим дисбалансом (1050 г·мм) і АБ (рис. 4). Результати експерименту занесені до табл 1, експ. 5.

Встановлено, що кулі прийшли у положення, у якому зрівноважують крильчатку (рис. 3), і пік на частоті 25 Гц значно зменшився (рис. 8, б). Завдяки цьому віброприскорення зменшуються, у порівнянні з експериментом 3, на 83%, а в порівнянні з експериментом 2 – на 2,6%.

Експерименти 1-5 проводилися один за одним 5 разів для одного комплексу осьового вентилятора й АБ. Результати всіх експериментів практично збігаються, що говорить про стабільність, повторюваність і вірогідність результатів вимірів.

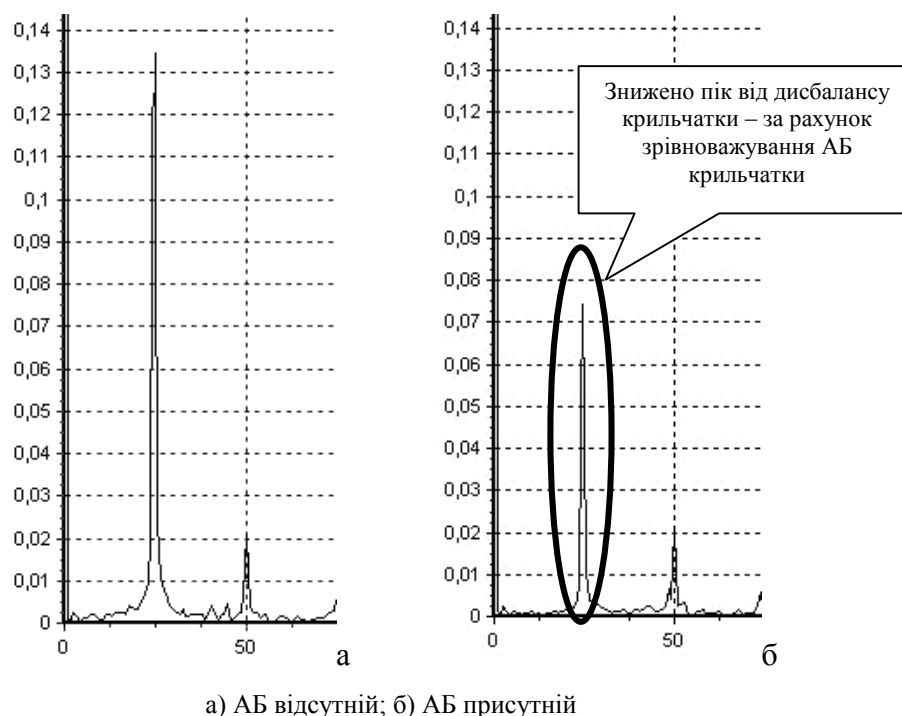


Рисунок 8 – Робота осьового вентилятора з великим дисбалансом – спектральний аналіз

Після проведення експериментів 1-5 і занесення показань датчиків акселерометрів до таблиці 1, були визначені амплітуди і середньоквадратичні значення віброшвидкостей і віброприскорень, які також занесені до табл. 1. При цьому було враховано, що коливання – майже гармонічні, із частотою 25 Гц. Обчислення проводилися відповідно до вимог ГОСТ 31350-2007, ГОСТ ИСО 8041 [12,14] за такими формулами (розрахунок для однієї синусоїдальної складової).

Закон зміни віброприскорення

$$a = A \sin(\omega t) . \quad (1)$$

Амплітуда віброприскорення

$$A = k \cdot U_c / 2 , \quad (2)$$

де $k = 0,025 \text{ мм}/(\text{с}^2 \cdot \text{мВ})$ - коефіцієнт переведення напруження у віброприскорення для датчика віброприскорень MMA6231Q 2AX із чутливістю 1,5g;

U_c – розмах коливань віброприскорення на частоті обертання ротора електродвигуна, мВ.

Амплітуда віброшвидкості

$$V = \frac{A}{\omega} = \frac{A}{2\pi n} , \quad (3)$$

де ω – частота обертання, рад/с;

n – частота обертання, об/хв.

Середньоквадратичні значення віброприскорення та віброшвидкості, відповідно

$$A_{r.m.s.} = \sqrt{1/2 \left(\frac{A_1^2}{\omega_1^2} + \frac{A_2^2}{\omega_2^2} + \frac{A_3^2}{\omega_3^2} + \dots + \frac{A_n^2}{\omega_n^2} \right)} = \frac{A}{\sqrt{2}} , \quad V_{r.m.s.} = \frac{A_{r.m.s.}}{\omega} , \quad (4)$$

де A – амплітуда коливань.

Среднеквадратичні значення віброшвидкостей для зрівноваженої крильчатки за вимогами ГОСТ 11442-90 не повинні перевищувати 6,3 мм/с. Величини у табл. 1 свідчать, що застосування АБ дозволяє зменшувати середньоквадратичні значення віброшвидкостей в 1,5 рази.

Висновки:

1. Встановлено, що єдиним джерелом вібрацій корпуса вентилятора є крильчатка і вона вносить значну складову у віброшвидкості, що викликано її невідновлюваністю.

2. Автобалансир – зменшує віброшвидкості і віброприскорення від дисбалансу крильчатки за рахунок приходу куль у положення, у якому вони зрівноважують її.

3. У залежності від величини дисбалансу крильчатки АБ може зменшувати віброшвидкості на 2 – 83%, причому велика ефективність відповідає більшому дисбалансові крильчатк

4. и. Застосування АБ дозволяє зменшувати середньоквадратичні значення віброшвидкостей із запасом 1,5 по відношенню до граничної величини, передбаченої ГОСТ 11442-90.

Список літератури

1. Вахвахов Г. Энергоснабжение и надежность вентиляторных установок. М Стройиздат 1989. -176 с.
2. Калинушкин М. Вентиляторные установки. Уч. пособ. М. Высшая школа, 1979. -244 с.
3. Філімоніхін Г.Б. Яцун В.В. Зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами// Збірник наукових праць КНТУ, 2007, випуск 18.
4. Автобалансирующий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання: Пат. на корисну модель № 26788 У Україна, МПК G01M 1/38 / Г. Б. Філімоніхін, В. В. Яцун, О.В. Коваленко (Україна); КНТУ - № 200704757; Заявл. 27.04.2007; Опубл. 10.10.2007, Бюл.№16.
5. Автобалансирующий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання: Пат. на корисну модель № 35261 У Україна, МПК G01M 1/100 / Г. Б. Філімоніхін, В. В. Яцун, О.В. Коваленко (Україна); КНТУ - № 200804424; Заявл. 07.04.2007; Опубл. 10.09.2007, Бюл.№17.
6. Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. Експериментальне дослідження зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора // Всеукраїнський н.-т. журнал „Вібрації у техніці та технологіях”. –2007. №2 (47), С. 26-32.
7. ГОСТ 11442-90. Вентиляторы осевые общего назначения. Общие технические условия.
8. ГОСТ 10616-90. Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры.
9. ГОСТ 10921-90. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний.
10. ГОСТ 12.1.012-90 Система стандартов безопасности труда.. Вибрационная безопасность. Общие требования.
11. ГОСТ 31351-2007. Вибрация. Вентиляторы промышленные. Измерения вибрации
12. ГОСТ 31350-2007. Вентиляторы промышленные. Требования к производимой вибрации и качеству балансировки.
13. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. - М.: Высш. школа, 1980. - 408 с.
14. ГОСТ ИСО 8041. Вибрация. Воздействие вибрации на человека. Средства измерений.

Експериментально досліджена ефективність урівноваживання крильчаток осевих вентиляторів кульовими автобалансирами. Ефективність оцінювалась по віброускоренням на корпусі вентилятора на різних режимах його роботи. Експерименти проведені для промислового осевого вентилятора ВО 06-300 №4 на стенді.

Experimentally investigational efficiency of balancing spinners of axial fan by ball balancers. Efficiency was estimated on vibroaccelerations on the corps of fan on different hours. Experiments are conducted for industrial axial fan in BO 06-300 №4 on a stand.

О.П. Бруцький, асп., І.Ф. Василенко, доц., канд.техн. наук, Ф.І. Василенко, проф.
канд. техн. наук, О.М. Рева, проф., докт.техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Відновлення підшипників ковзання сільськогосподарських машин композиційними тонкошаровими покриттями, обробленими ультразвуком

В статті обґрунтована доцільність використання склонаповнених поліамідних композицій для відновлення підшипників ковзання сільськогосподарських машин. Підвищення зносостійкості тонкошарових покриттів досягається ультразвуковою обробкою.
коефіцієнт тертя, поліаміди, ультразвук, скло

Працездатність полімерних деталей машин знаходиться у тісному взаємозв'язку з антифрикційними властивостями, що характеризують зносостійкість, коефіцієнт тертя, навантажувальну здатність, температуру у зоні тертя, та розвитком деструкційних процесів. Довговічність та нормальні умови роботи відновлених або виготовлених деталей – найголовніша вимога, що висувається до ремонтного виробництва. Високими антифрикційними властивостями характеризуються склонаповнені поліаміди, що виробляє ВАТ „ОБ'ЄДНАННЯ СКЛОПЛАСТИК”. Але і цим матеріалам притаманна ціла низка недоліків. Значно підвищити властивості склонаповнених поліамідних композицій можуть ультразвукові коливання. Проте без виявлення основних закономірностей впливу ультразвуку на антифрикційні властивості поліамідних композицій не є можливим правильне вирішення питання використання цього технологічного процесу відновлення деталей машин.

Дуже важливим показником умов спрацювання з'єднання „вал – підшипник ковзання” є коефіцієнт тертя. Величина коефіцієнту тертя, як правило, має широкий інтервал значень. Вони залежать від багатьох чинників, і у першу чергу, від способу і якості обробки дотичних поверхонь; площі контакту, що змінює свої розміри при зміні дії навантаження; швидкості відносного руху двох поверхонь; температури у зоні тертя; навколишнього середовища (температура, вологість, запиленість тощо). Виходячи з цього визначення коефіцієнту тертя тонкошарових покриттів з поліамідних композицій проводилося в абсолютно ідентичних умовах.

Дослідження проводилися на машині тертя СМЦ-2 за схемою „ролик – колодочка” при тискові на колодочку $P=5 \text{ МН/м}^2$ та постійній швидкості ковзання $v=1 \text{ м/с}$, яка притаманна рухомим з'єднанням, наприклад, у жатках збиральних машин. Для усунення деформації колодочки композиції наносилася на металеву основу у спеціально виготовленій прес-формі (рис. 1), конструкція якої забезпечувала отримання рівномірної товщини покриття з площею поверхні у $2 \times 10^{-4} \text{ м}^2$. Ширина сталого сегменту, з нанесеним шаром композиції, складала $1,2 \times 10^{-2} \text{ м}$. Як зношувальне контртіло використовувався ролик діаметром $4 \times 10^{-4} \text{ м}$, шириною $1 \times 10^{-2} \text{ м}$, що виготовлений зі сталі 45 ГОСТ 1050-88, загартованої до твердості 45...48 HRC. Температура у зоні тертя фіксувалася за допомогою Х-К термопари.



Рисунок 1 — Прес-форма у розібраному вигляді для нанесення тонкошарових поліамідних композицій на металеву підкладку

Морфологія поверхонь тертя вивчалася на РЕМ „Сameбах mikrobeam”. Коефіцієнт тертя f розраховується відповідно до ГОСТ 11629-75 за формулою:

$$f = \frac{M}{N \cdot r}, \quad (1)$$

де M — момент тертя, Нм;

N — нормальне навантаження на пари тертя, Н;

r — плече прикладення нормального навантаження, м.

Порівняння характеру зміни спрацювання [1] з характером зміни значень коефіцієнту тертя показують, що мінімальним значенням спрацювання поліамідних композицій, які пройшли ультразвукову обробку за оптимальними режимами, відповідають мінімальні значення коефіцієнту тертя (рис. 2).

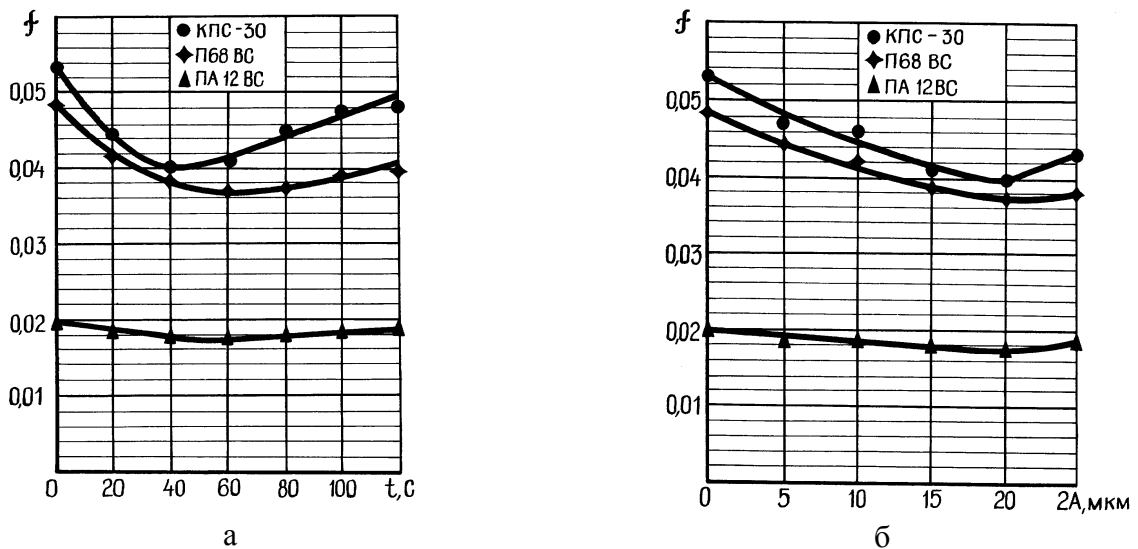


Рисунок 2 — Зміна значень коефіцієнту тертя тонкошарових покриттів з поліамідних композицій у залежності: а) від часу ультразвукової обробки при амплітуді коливань випромінювача $2A=20$ мкм; б) від величини амплітуди коливань випромінювача за часом озвучування для КПС-30 — 40 с, для ПА12ВС — 50 с, для П68ВС — 60 с.

Отримані результати зміни коефіцієнту тертя свідчать про те, що ультразвукова обробка композицій дозволила знизити його значення для КПС-30 з 0,053 до 0,040; для П68ВС з 0,048 до 0,037; для ПА12ВС з 0,020 до 0,017. Під час ковзання нерівності

контртіла занурюються у поверхневий шар композицій. У цих умовах опір матеріалу механічному деформуванню, пов'язаному зі зсувом надмолекулярних утворень на границях їх розділення, більший при ковзанні по матеріалу з крупнозернистою структурою [2], відповідно більше значення і коефіцієнту тертя, ніж при ковзанні по композиції з дрібнозернистою структурою. Підвищення ступеню кристалічності матриці сприяє зниженню значення коефіцієнту тертя.

Після припрацювання поверхонь спостерігається гладка дзеркальна поверхня композиційних покриттів. Природно, що мікроруйнування та дефекти поверхні ковзання ведуть до підвищення значення коефіцієнту тертя. Руйнування поверхневого шару та його структури під час тертя композицій виникають внаслідок виривання окремих скловолокон мікронерівностями контртіла. Підвищення міцності взаємодії матриці з наповнювачем у композиціях, оброблених ультразвуком, також забезпечує зниження значення коефіцієнту тертя.

Зі збільшенням часу ультразвукової обробки вище оптимального значення спостерігається деяке підвищення коефіцієнту тертя (рис. 2а). Механічна дія випромінювача на закристалізоване покриття веде до зменшення сил взаємодії наповнювача і матриці та надмолекулярних утворень між собою, внаслідок чого процес тертя супроводжується незначним руйнуванням поверхні тертя. Продукти спрацювання знову попадають у зону тертя, унаслідок чого збільшується значення коефіцієнту тертя.

Наявність оптимального значення амплітуди коливань випромінювача (рис. 2б) пояснюється максимальним підвищенням текучості розплаву при амплітуді $2A=20\text{мкм}$. У зв'язку з тим, що в'язкість розплавів склонаповнених поліамідних композицій не дуже відрізняється, для них оптимальне значення амплітуди коливань випромінювача спільне. Коефіцієнт тертя у великій мірі залежить від температури розплаву та експлуатаційної температури [2]. При досягненні певної температури коефіцієнт тертя збільшується, чим викликає збільшення спрацювання та підвищення температури вузла тертя, що значно погіршує умови його роботи.

Досвід експлуатації відновлених композиційними матеріалами в ультразвуковому полі підшипників ковзання жаток збиральних машин показав, що вказаним способом можна відновлювати підшипники ковзання вузлів тертя й інших сільськогосподарських машин.

Список літератури

1. Василенко Ф.И. Воздействие ультразвука на изнашивание полиамидных композиций. Сборник научно-технических трудов «Трение и изнашивание композиционных материалов». – Гомель: ИМППС, 1982. – С.27-30.
2. Булей И.А., Горин Д.И., Ремизовский Э.И. Структурные превращения в поверхностных слоях полиамидов под действием ультразвуковых колебаний и температуры. Сборник научно-технических трудов „Пути совершенствования сельскохозяйственной техники”. – Минск: „Ураджай”, 1974. – С. 151-155.

В статті обоснована целесообразность использования стеклонаполненных полиамидных композиций для восстановления подшипников скольжения сельскохозяйственных машин. Повышение износостойкости тонкослойных композиционных покрытий достигается ультразвуковой обработкой.

The effectuality of glass-replete polyamide compositions usage aiming at agricultural machinery slide bearings' reclamation is proved in the article. The increase of thin-layer composite surfaces wear resistance is reached by means of ultrasonic processing.

Поділ пруткового металу на мірні заготовки способом розмірної обробки дугою

Запропонована та описана технологічна схема різання пруткового прокату способом розмірної обробки електричною дугою з використанням тонкостінного видовженого пластинчастої форми електрода-інструмента, спроектовано і виготовлено пристрій та виконано експериментальні дослідження зазначеного способу, що підтвердили його високу ефективність.

прутковий метал, поділ, спосіб, обробка дугою, технологічна схема, пристрій, продуктивність

До 90% пруткового прокату, що надходить на машинобудівні підприємства, підлягає поділу на мірні заготовки. Для цього застосовують різання на сортових ножицях, різання на пресах в штампах, холодне ламання, різання на металоріжучому обладнанні, різання на пилках тертя, вогневе різання, електричні способи різання.

Холодне ламання, розрізання в штампах та на сортових ножицях [1...3] характеризується безвідходністю виробництва та високою продуктивністю, але не забезпечує вимоги достатньо високої точності по довжині та геометрії торцю заготовки. Цей недолік усуває механічне різання механічними ножівками, дисковими і стрічковими пилами та абразивними кругами [4]. Ці способи різання заготовок характеризуються високою продуктивністю, але застосовуються головним чином для різання матеріалів невисокої міцності і твердості. За умов обробки важкооброблюваних металів значні сили різання зазначених механічних способів призводять до утворення задирок, а інтенсивне тепловиділення веде до утворення прижогів на поверхні різі. Тому існує проблема поділу пруткового прокату на мірні заготовки з важкооброблюваних металів і сплавів.

Для поділу важкооброблюваних металів використовують методи засновані на тепловій дії, такі як вогневе, плазмове, ерозійне, анодно-механічне різання [5...9]. Але при цьому значні теплові потоки викликають структурні зміни поверхні різі, призводять до утворення глибоких тріщин, поверхня різі формується неякісною. Отримують шар зміненої структури, що наприклад, неприпустимо для заготовок які штамнуються в торець.

Електрохімічні методи різання [8] дозволяють розрізати високоміцні електропровідні матеріали і отримувати якісну поверхню різі, але вони характеризуються низькою продуктивністю процесу.

В цьому зв'язку науковий і практичний інтерес являє процес розмірної обробки електричною дугою (РОД), який відрізняється високою продуктивністю та забезпечує достатньо високу точність розмірів і незначну шорсткість обробленої поверхні та, при необхідності, може забезпечити відсутність зони термічного впливу. Проте відомі технологічні схеми формоутворення способом РОД [10,11] не дозволяють реалізувати зазначений процес різання. Для цього нами запропоновано технологічну схему різання пруткового металу способом РОД із застосуванням тонкостінного видовженого пластинчастої форми електрода-інструмента (ЕІ).

На рис.1 показано зазначену технологічну схему різання пруткового металу на мірні заготовки способом РОД. Потік робочої рідини в зоні різання формується в напрямку повздовжньої осі ЕІ 1 за рахунок спеціальної, електрично-ізолюваної деталі

3, що геометрично охоплює з двох сторін зону різання заготовки 2 та має в цій зоні наскрізну щілину, в якій з мінімально можливим зазором рухається геометрично ущільнений ЕІ, а заготовка при цьому опирається на ущільнення щілини 4, що розташоване на діаметрально протилежній до ЕІ стороні та поділяє щілину на дві зони - нагнітання, до якої підводять робочу рідину, та зону зливання, від якої відводять робоче середовище.

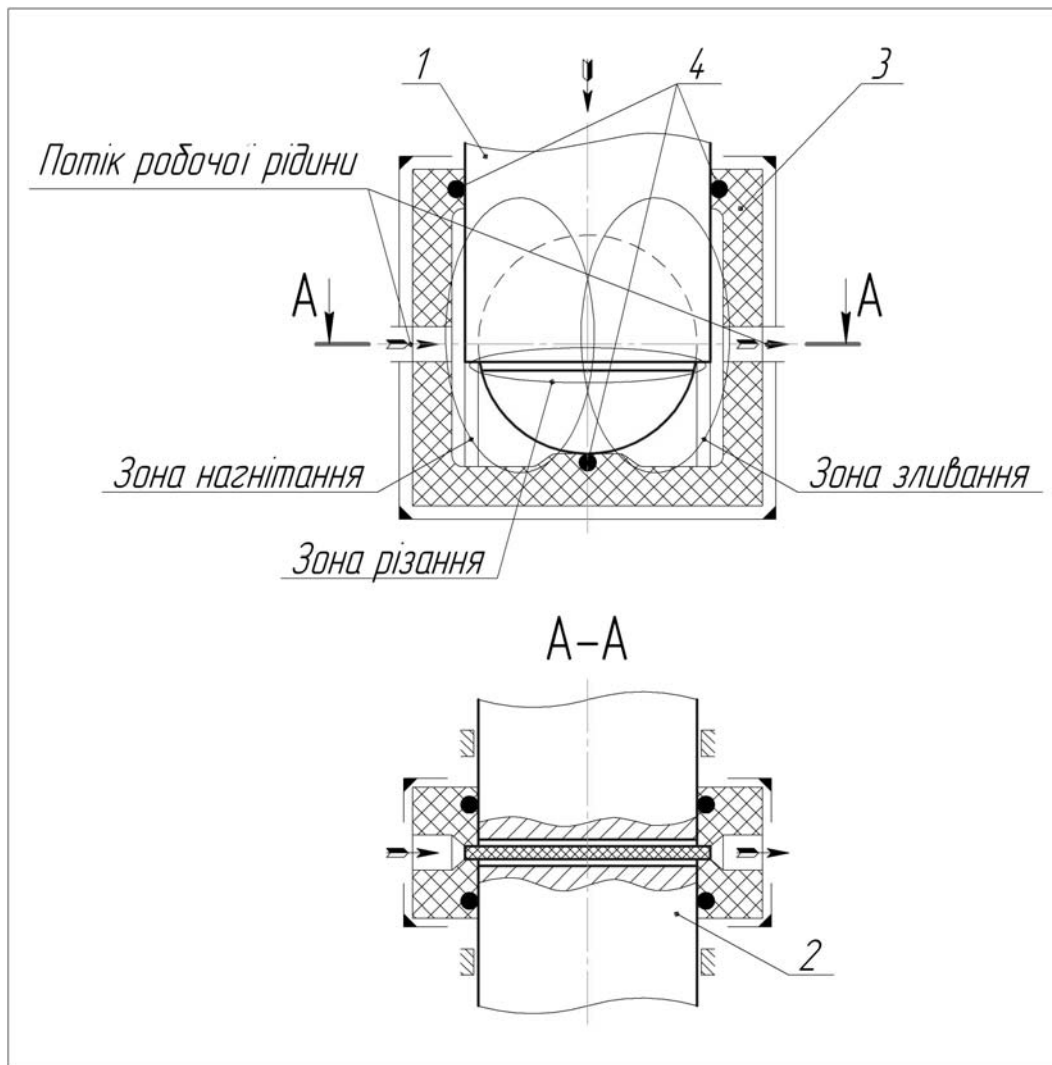


Рисунок 1 – Принципова схема розрізання пруткового металу способом РОД із застосуванням тонкостінного видовженого пластинчастої форми електрода-інструмента

Згідно зазначеної схеми розроблено та виготовлено пристрій, який наведено на рис.2. Такий пристрій включає плиту 1, до якої кріпиться корпус 2. В останньому розташовано втулки 3, 4, 5. При цьому втулка 5 направляє ЕІ 6, який кріпиться до електродотримача 7. В свою чергу електродотримач 7 закріплюється в штоці верстата (на рисунку не показано) і направляється кришкою 8, яка за допомогою шпильок 9, 10 кріпиться та притискає корпус 11 до корпусу 2. В свою чергу корпус 11 центрується штифтами 12, 13. До корпусу 2 приєднані два патрубка 14, 15 для подачі і відведення рідини.

Робота пристрою полягає в наступному. Його закріплюють на столі верстата (на рисунку не показано). Заготовка 20 встановлюється в отворі втулки 5 і направляється втулками 3 і 4. Герметизація по діаметру заготовки 20 забезпечується ущільненнями 16, а герметизація усього робочого простору забезпечується ущільненнями 17, 18, 19.

Вмикають подачу робочої рідини, яка подається в патрубок 14, а відводиться через патрубок 15. Робоча рідина прокачується через щілину у втулці 5 вздовж ЕІ 6. Розрізання заготовки відбувається при ході ЕІ донизу.

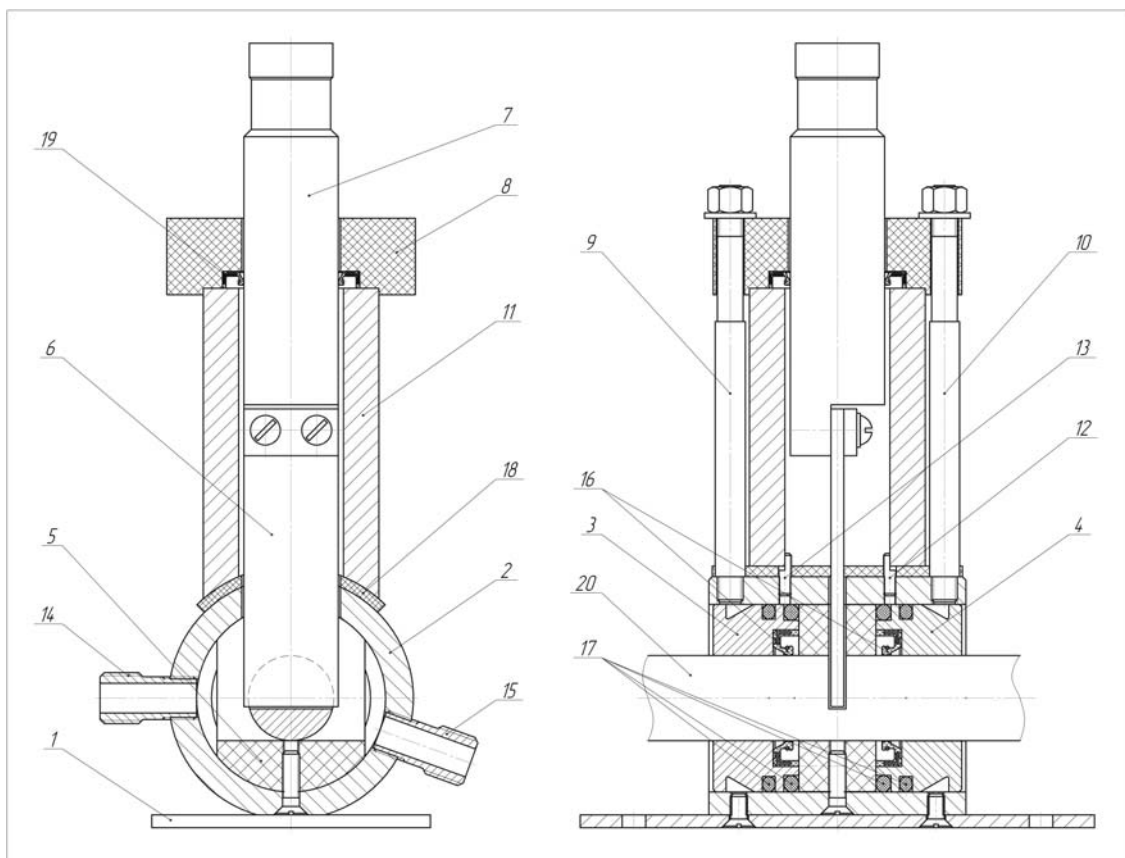


Рисунок 2 – Пристрій для різання пруткового металу на мірні заготовки способом РОД

На зазначеному пристрої виконано експериментальні дослідження процесу різання прутка. В якості робочої рідини використовувалася суміш з таким процентним відношенням - мастила індустріального І20 50% і гасу 50%. Матеріал ЕІ Сталь 3.

При різанні прутка зі Сталі 45 діаметром 20мм, при зворотній полярності, одержані такі результати: при силі струму $I = 50\text{A}$ і статичному тиску рідини $P_{\text{ст}} = 0,98\text{МПа}$ продуктивність склала $M = 3\text{мм}^2/\text{сек.}$, шорсткість обробленої поверхні $Ra\ 3.2$, знос ЕІ 160%; при $I = 100\text{A}$, $P_{\text{ст}} = 1,1\text{МПа}$ продуктивність склала $M = 7\text{мм}^2/\text{сек.}$, шорсткість обробленої поверхні $Ra\ 6.3$, знос ЕІ 150%; при $I = 200\text{A}$, $P_{\text{ст}} = 1,37\text{МПа}$ продуктивність склала $M = 12\text{мм}^2/\text{сек.}$, шорсткість обробленої поверхні $Ra\ 6.3$, знос ЕІ 145%. При прямій полярності, одержані такі результати: при $I = 50\text{A}$, $P_{\text{ст}} = 0,98\text{МПа}$ продуктивність склала $M = 2\text{мм}^2/\text{сек.}$, шорсткість обробленої поверхні $Ra\ 3.2$, знос ЕІ 150%; при $I = 100\text{A}$, $P_{\text{ст}} = 1,1\text{МПа}$ продуктивність склала $M = 6\text{мм}^2/\text{сек.}$, шорсткість обробленої поверхні $Ra\ 6.3$, знос ЕІ 130%; $I = 200\text{A}$, $P_{\text{ст}} = 1,3\text{МПа}$ продуктивність склала $M = 10\text{мм}^2/\text{сек.}$, шорсткість обробленої поверхні $Ra\ 6.3$, знос ЕІ 120%.

При різанні прутка з алюмінієвого сплаву Д1 діаметром 20мм, при прямій полярності, одержані такі результати: при $I = 50\text{A}$, $P_{\text{ст}} = 1\text{МПа}$ продуктивність склала $M = 5\text{мм}^2/\text{сек.}$, шорсткість обробленої поверхні $Ra\ 3.2$, знос ЕІ 153%; при $I = 100\text{A}$, $P_{\text{ст}} = 1,2\text{МПа}$ продуктивність склала $M = 10\text{мм}^2/\text{сек.}$, шорсткість обробленої поверхні $Ra\ 6.3$, знос ЕІ 117%; при $I = 200\text{A}$, $P_{\text{ст}} = 1,37\text{МПа}$ продуктивність склала $M = 15\text{мм}^2/\text{сек.}$, шорсткість обробленої поверхні $Ra\ 6.3$, знос ЕІ 110%. При зворотній полярності, одержані такі результати: при $I = 50\text{A}$, $P_{\text{ст}} = 1\text{МПа}$ продуктивність склала $M =$

6мм²/сек., шорсткість обробленої поверхні Ra 3.2, знос EI 170%; при I = 100А, P_{ст} = 1,2МПа продуктивність складала M = 11мм²/сек., шорсткість обробленої поверхні Ra 6.3, знос EI 167%; I = 200А, P_{ст} = 1,37МПа продуктивність складала M = 16мм²/сек., шорсткість обробленої поверхні Ra 6.3, знос EI 160%.

Отже, згідно викладеного, реалізація процесу різання на зворотній полярності забезпечує більшу продуктивність процесу на 10÷15% і більш високий знос EI на 10÷12% порівняно з реалізацією процесу на прямій полярності.

Висновки:

1. Відомі способи різання пруткового металу не забезпечують одночасно високої продуктивності і точності по довжині та геометрії торцю заготовки. В цьому зв'язку науковий і практичний інтерес являє спосіб РОД, який відрізняється високою продуктивністю, забезпечує високу точність розмірів, незначну шорсткість обробленої поверхні і, при необхідності, відсутність зони термічного впливу.

2. Запропоновано технологічну схему різання пруткового металу способом РОД із застосуванням тонкостінного видовженого пластинчастої форми EI і згідно зазначеної схеми, розроблено та виготовлено пристрій.

3. На зазначеному пристрої виконано експериментальні дослідження, що підтвердили високу ефективність процесу.

Список літератури

1. Ножницы для резки листового и сортового проката. – М.: Машиностроение, 1972. – 376с.
2. Соловцов С.С. Отрезка в штампах точных заготовок от сортового проката. – М.: Высшая школа, 1980. – 49с.
3. Технология и оборудование для резки сортового проката, В.М. Новикова, Ю.Ф. Суринова. – Воронеж: 1982. – 85с.
4. Кулешова И.В., Берман З.К. Повышение эффективности обработки резанием труднообрабатываемых материалов: Обзор. – М.: НИИМаш, 1981. – 36с.
5. Львов В.Н., Сафронов В.Г. Электроалмазная обработка металлов и сплавов: Обзор. – М.: НИИМаш, 1978. – 64с.
6. Размерная электрическая обработка металлов. /Под ред. канд. техн. наук, доц. А.В. Глазкова. / Авторы: Артамонов Б.А., Вишницкий А.Л. и др. Учебник для машиностроительных спец. вузов. – М.: Высшая школа, 1978. – 336с.
7. Думпе В.Э. Электроэрозионная обработка деталей. К.: “Техніка”, 1975. – 144с.
8. Де Барр А.Е. и Оливер Д.А. Электрохимическая обработка. Перевод с англ. М.: “Машиностроение”, 1973. – 184с.
9. Анодно-механическая резка металлов на дисковых станках. Руководящие материалы. М.: ОНТИ, 1970. – 51с.
10. Носуленко В.И. Электрическая дуга в поперечном потоке среды-диэлектрика как источник тепла для новых технологий // Электронная обработка материалов, 2005, №2.
11. Носуленко В.І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис. д-ра техн. наук: Кіровоградський держ. техн. університет. Київ, 1999.

Предложена и описана технологическая схема резания пруткового проката способом размерной обработки электрической дугой с использованием тонкостенного удлиненного пластинчатой формы электрода-инструмента, спроектировано и изготовлено приспособление, выполнено экспериментальные исследования указанного способа, что подтвердили его высокую эффективность.

The flowsheet of cutting of rental of small twig is offered and described by the method of dimensional arc treatment with the use of plate the extended form of electrode-instrument, a device is projected and made and experimental researches of the noted method of, are executed which confirmed him high efficiency.

Особливості конструювання підшипникових вузлів для черв'яків з угнутим профілем витка

Розглянуто особливості конструювання підшипникових вузлів для черв'яків з угнутим профілем витка. Встановлено величину прогину черв'яка з угнутим профілем витка при перевищенні навантажувальної здатності відповідної передачі до 250% у порівнянні з черв'ячною передачею типу ZA. Розроблені рекомендації щодо конструювання підшипникових вузлів для черв'яків з угнутим профілем витка.

конструювання, підшипниковий вузол, черв'як, угнутий профіль

Черв'ячні передачі з угнутим профілем витка черв'яка відомі своєю високою навантажувальною здатністю, яка в 1,5-2,2 рази вища за навантажувальну здатність класичних черв'ячних передач з черв'яками типу ZA, ZN, ZI при однакових геометричних розмірах [1-4]. Причиною високої навантажувальної здатності цього виду черв'ячних передач в першу чергу є геометрія контактуючих поверхонь.

Дослідження таких черв'ячних передач проведені в роботах Niemann G, Кривенко І.С., Литвина Ф.Л., Illes Dudas, Ворончихіна М.А., Крапівіної Г.І., Бернацького І.П., Безрукова В.І., Надєїна В.С., Ковришкіна М.О., Хамуйєла Герра Ж.А., Гриня Д.В. та інших науковців. В цих роботах докладно розглянуті питання інструментального забезпечення для виробництва таких передач, проведені дослідження стосовно визначення навантажувальної здатності та ККД. Проте, на сьогоднішній час в промисловості такі високоефективні передачі суттєвого розповсюдження не набули. Це пояснюється в тому числі тим, що для звичайного конструктора інформація щодо практичних питань проектування таких передач є фактично недоступною, оскільки розглядалася в специфічній науковій літературі. Так, наприклад, в роботах [5,6,8] інформація про такі передачі зовсім відсутня, а в роботі [7] лише констатується факт існування таких передач. Крім цього, недостатньо розглянуті актуальні питання конструювання підшипникових вузлів для черв'яків з угнутим профілем витків та визначення величини прогину такого черв'яка в процесі роботи передачі.

З практики проектування та виробництва черв'ячних передач відомо, що теоретично вірне зачеплення черв'ячної пари може бути забезпечено лише при достатній жорсткості черв'яка [5]. Оцінкою жорсткості черв'яка є величина f його прогину, яка може суттєво змінюватися в залежності від компоновки підшипникових вузлів черв'яка [5].

Таким чином, існує актуальна наукова задача щодо дослідження величини прогину черв'яка з угнутим профілем витків в залежності від навантажувальної здатності передачі та компоновки підшипникових вузлів черв'яка. Розв'язання цієї наукової задачі дозволить розробити рекомендації щодо проектування підшипникових вузлів черв'яків черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка.

Прийmemo за мету дослідження визначення величини прогину черв'яка з угнутим профілем витків в залежності від навантажувальної здатності передачі та компоновки підшипникових вузлів черв'яка.

Для досягнення мети даної роботи вирішимо наступні задачі:

1. Визначення величини прогину черв'яка з угнутих профілем витків в залежності від навантажувальної здатності передачі та компоновки підшипникових вузлів черв'яка;

2. Розробка рекомендацій щодо проектування підшипникових вузлів черв'яків черв'ячних передач з угнутих профілем витка черв'яка.

Відомо [5], що для черв'яка повинна виконуватися умова достатньої жорсткості $f \leq [f]$, де $[f]$ – припустимий прогин черв'яка, який призначається в залежності від модуля m в межах $0,005 \cdot m \dots 0,01 \cdot m$ [5].

Найчастіше для черв'яка застосовують схему з симетричним розташуванням опор та схему, в якій вал черв'яка з одної сторони спирається на парний радіально упорний підшипник, а з іншої – на радіальний підшипник [5]. В умовах першої схеми вал черв'яка розглядається як балка обома кінцями шарнірно оперта, в умовах другої схеми – один кінець балки є затиснутим, а інший кінець балки є шарнірно опертим [5].

Відомо, що при симетричному розташуванні опор прогин черв'яка визначають відповідно до рекомендацій [5] так:

$$f = \frac{L^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 E_1 J_1}, \quad (1)$$

де L – відстань між опорами, мм. Для не сконструйованого підшипникового вузла відстань між опорами може прийматися в залежності від ділильного діаметра d_2 парного черв'ячного колеса $L \approx (0,9 \dots 1,0) d_2$ [5];

F_{t1} – окружне зусилля, прикладене до черв'яка, Н;

F_{r1} – радіальне зусилля, прикладене до черв'яка, Н;

E_1 – модуль повздовжньої пружності матеріалу черв'яка. Для сталюого черв'яка $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

J_1 – осьовий момент інерції перерізу черв'яка, мм⁴.

Для будь-якого черв'яка величина J_1 може бути розрахованою без врахування збільшення жорсткості за рахунок витків черв'яка [6,7]:

$$J_1 = \frac{\pi d_{f1}^4}{64}, \quad (2)$$

де d_{f1} – діаметр западин черв'яка, мм;

Реальне збільшення жорсткості вала черв'яка за рахунок його витків в формулі (3) вважається відповідним коефіцієнтом запасу.

Для черв'яка типу ZA величина J_1 найбільш точно наведена в роботах [5,8], оскільки на відміну від (3) враховується підвищення жорсткості за рахунок витків черв'яка:

$$J_1 = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right), \quad (3)$$

де d_{a1} – діаметр вершин витків черв'яка, мм.

Відомо, що при другій схемі розташування опор прогин черв'яка визначають відповідно до рекомендацій [5] так:

$$f = \frac{\sqrt{(7F_{t1}L^3 + 3F_{a1}d_1L^2)^2 + (7F_{r1}L^3)^2}}{768 E_1 J_1}, \quad (4)$$

де F_{a1} – осьове зусилля, прикладене до черв'яка, Н.

Досліджувалися черв'ячні редуктори з міжосьовою відстанню 40 мм 2Ч-40 виробництва ВАТ «Інко досвід» підприємство «Точмаш» м.Переяслав-Хмельницький та 63 мм РЧУ-63А виробництва підприємства «Редуктор» м.Санкт Петербург. Виробник застосував схему з симетричним розташуванням опор. В якості опор для вала черв'яка редуктора 2Ч-40 виробник використав підшипник роликовий конічний однорядний 7604 ГОСТ 333, а для вала черв'яка редуктора РЧУ-63А – 7605 ГОСТ 333.

Технічні характеристики редукторів, що наведені в табл.1 та табл.2, приймалися за даними виробників.

Таблиця 1 – Технічні характеристики редукторів 2Ч-40

Модуль m , мм	Число витків черв'яка, z_1	Кількість зубців черв'ячного колеса, z_2	ККД	Момент на валу черв'ячного колеса, T_2 , Нм
2	4	31	0,87	28
1,5	4	39	0,85	28
1,25	4	40	0,83	26
2	2	31	0,81	28
1,5	2	39	0,76	28
1,25	2	40	0,73	26
2	1	31	0,70	33
1,5	1	39	0,63	29
1,25	1	40	0,60	28
1	1	64	0,58	26

Таблиця 2 – Технічні характеристики редукторів РЧУ-63А

Модуль m , мм	Число витків черв'яка, z_1	Кількість зубців черв'ячного колеса, z_2	ККД	Момент на валу черв'ячного колеса, T_2 , Нм
3	4	32	0,89	98
2,5	4	40	0,88	95
2	4	50	0,88	95
3	2	32	0,84	102
2,5	2	40	0,83	100
2	2	50	0,81	95
3	1	32	0,74	105
2,5	1	40	0,73	100
2	1	50	0,68	97
1,5	1	60	0,62	95
1,25	1	84	0,60	82

Розрахунки проводилися за допомогою MathCAD на основі методики викладеної в роботі [5]. Момент на валу черв'ячного колеса T_2 для кожного з досліджуваних редукторів приймався в Нмм. Підвищення навантажувальної здатності задавалося від T_2 до $2,5T_2$ з кроком $0,25T_2$, тобто $1,25T_2$, $1,5T_2$, $1,75T_2$, $2T_2$, $2,25T_2$, $2,5T_2$. Значення осьового моменту інерції перерізу черв'яка розраховувалося як за формулою (2), так і за формулою (3).

Найбільш характерні результати розрахунків для черв'ячного редуктора 2Ч-40 наведено на рис.1-2, а для черв'ячного редуктора РЧУ-63А – на рис.3-5. На всіх рисунках вертикальні лінії 1 та 2 відповідають максимально припустимому прогину

черв'яка, лінії 3 та 4 відповідають прогину черв'яка при застосуванні першої схеми розташування опор черв'яка, лінії 5 та 6 відповідають прогину черв'яка при застосуванні другої схеми розташування опор черв'яка. При розрахунку прогину черв'яка для ліній 3 та 5 величина J_1 розраховувалася за формулою (2), а для ліній 4 та 6 – за формулою (3).

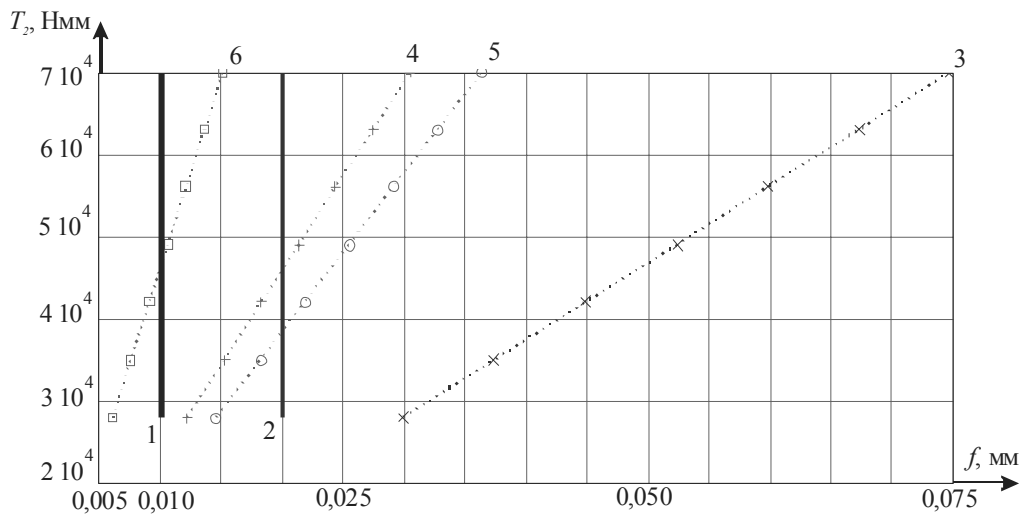


Рисунок 1 – Прогин вала черв'яка редуктора 2Ч-40 з $m = 2$ мм та числом витків $z_1 = 4$

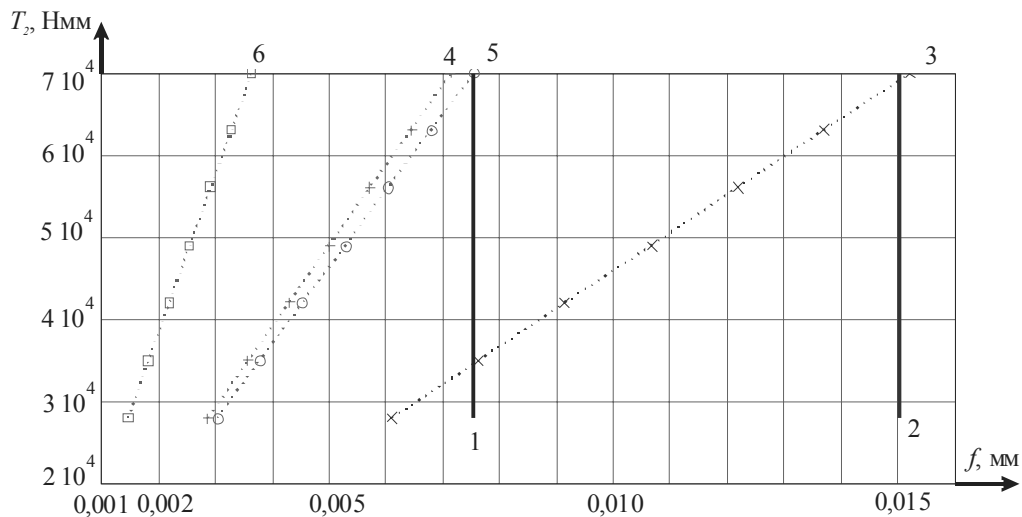


Рисунок 2 – Прогин вала черв'яка редуктора 2Ч-40 з $m = 1,5$ мм та числом витків $z_1 = 2$

Аналіз типових випадків на рис.1 та на рис.3 показує, що тільки друга схема компоновки підшипникового вузла забезпечує виконання умови достатньої жорсткості черв'яка з угнутих профілем витка при розрахунку J_1 за формулою (3).

Аналіз поодиноким випадку на рис.2 та на рис.5 показує, що необхідності у використанні другої схеми компоновки підшипникового вузла немає.

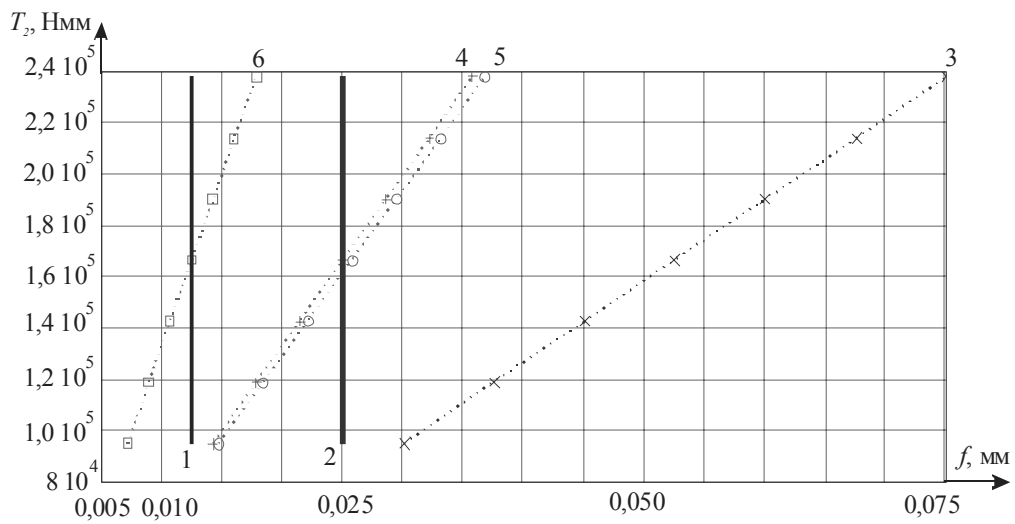


Рисунок 3 – Прогин вала черв'яка редуктора РЧУ-63А з $m = 2,5$ мм та числом витків $z_1 = 4$

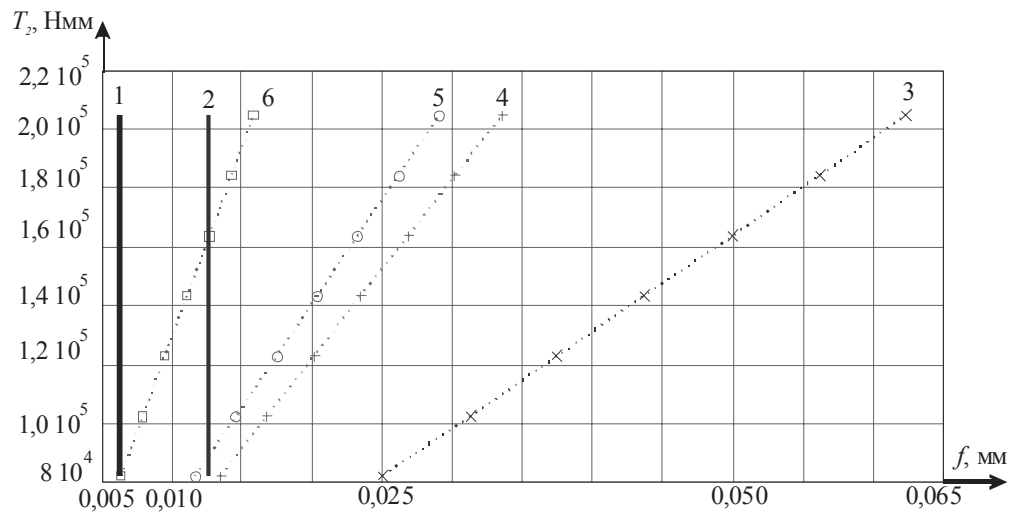


Рисунок 4 – Прогин вала черв'яка редуктора РЧУ-63А з $m = 1,25$ мм та числом витків $z_1 = 1$

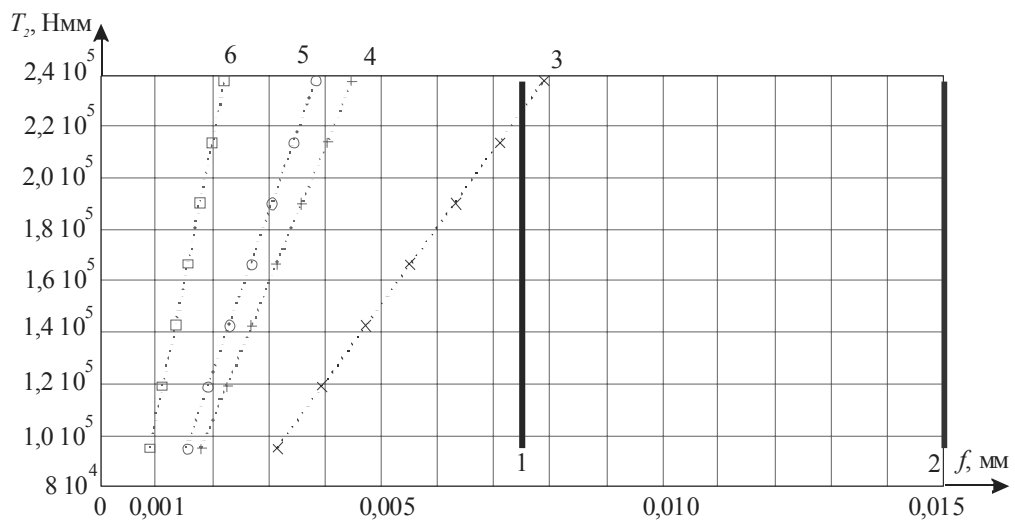


Рисунок 5 – Прогин вала черв'яка редуктора РЧУ-63А з $m = 1,5$ мм та числом витків $z_1 = 1$

Аналіз поодинокого випадку на рис.4 показує, що існує ситуація коли обидві схеми компоновки підшипникового вузла не забезпечують виконання умови достатньої жорсткості черв'яка. Така ситуація потребує проведення додаткових досліджень.

Таким чином, в результаті проведених досліджень було встановлено, що в досліджуваному діапазоні черв'ячних редукторів:

1. Виконання умови достатньої жорсткості черв'яка при застосуванні схеми з симетричним розташуванням опор та з розрахунком J_1 за формулою (3) гарантовано забезпечується тільки для редукторів із звичайними черв'яками.

2. При заміні пропонованих виробниками черв'яків в досліджуваних редукторах на черв'яки з угнутих профілем витків виконання умови достатньої жорсткості черв'яка гарантовано забезпечує схема розташування опор, в якій вал черв'яка з одної сторони спирається на парний радіально упорний підшипник, а з іншої – на радіальний підшипник, причому розрахунок J_1 повинен вестися за формулою (3).

3. Існують поодинокі випадки, коли при заміні пропонованих виробниками черв'яків в досліджуваних редукторах на черв'яки з угнутих профілем витків виконання умови достатньої жорсткості черв'яка забезпечує схема з симетричним розташуванням опор.

4. Існує поодинокий випадок, коли при заміні пропонованих виробниками черв'яків в досліджуваних редукторах на черв'яки з угнутих профілем витків виконання умови достатньої жорсткості черв'яка не забезпечує жодна з розглянутих схем розташування опор.

Список літератури

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
2. Безруков В.И., Надеин В.С. Некоторые виды червячных передач с локализованным контактом зубьев // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей / Сб.научн.трудов ЧПИ. – Челябинск: ЧПИ. – 1975. – № 164. – С. 3–8.
3. Надєїн В.С., Ковришкін М.О. Поверхня витків черв'яка з угнутих профілем нової різновидності // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 1999. – Вип.№5. – С.152-157.
4. Ж.А.Хамуйєла Герра, Ковришкін М.О. Синтез нових черв'ячних передач // Збірник Кіровоградського національного технічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2006. – Вип.№17. – С.190-194.
5. Чернавский С.А., Ицкович Г.М., Киселев В.А. и др. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. – 2-е изд. перераб и доп. - М.: Машиностроение, 1963. – 799 с.
6. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – 5-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
7. Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Техническая механика. Детали машин: Учеб. для машиностр. Спец. Техникумов. – М.: Высш. шк., 1992. – 272 с.
8. Червячные редукторы: Справочник / Ю.В.Левитан, В.П.Обморнов, В.И.Васильев. – Л: Машиностроение, Ленингр.отд-ние, 1985. – 168 с.

Рассмотрены особенности конструирования подшипниковых узлов для червяков с вогнутым профилем витка. Установлено величину прогиба червяка с вогнутым профилем витка при превышении нагрузочной способности соответствующей передачи до 250% в сравнении с червячной передачей типа ЗА. Разработаны рекомендации по конструировании подшипниковых узлов для червяков с вогнутым профилем витка.

Features of a bearing units designing for worms with concave profile of a worm coil are considered. It is established size of a deflection of a worm with a concave profile of a worm coil at excess of loading ability of corresponding transfer up to 250% in comparison with a worm gear such as ZA. Recommendations after designing of bearing units for worms with a concave profile of a worm coil are developed.

Експериментальне вимірювання пружних переміщень виконавчого органа верстата-гексапода

Наведено методику та результати вимірювання пружних переміщень виконавчого органа верстата-гексапода під навантаженням на основі розробленої фізичної моделі. Встановлені співвідношення переміщень по осям координат та їх залежність від положення робочого органа.

верстат-гексапод, навантаження, пружні переміщення

Вступ

Глобалізація економіки та постійне зростання конкурентної боротьби за ринки збуту продукції обумовило розвиток та випуск в Україні багатоміністерної машинобудівної продукції на рівні світових аналогів, що вимагає від виробників створення гнучких виробничих систем, які мають властивість оперативно адаптуватися до нових умов виробництва.

Основним напрямком автоматизації гнучкого багатоміністерного виробництва, який задовольняє вимогам сучасної технології виробництва, є створення швидкопереналаджуваного технологічного обладнання, побудованого на основі механізмів паралельної структури.

За три останні десятиріччя запропоновано понад 100 різноманітних моделей технологічного обладнання з паралельною кінематикою, значну частину яких складають верстати-гексаподи [1], які реалізують формоутворюючі рухи виконавчого органа під час обробки поверхонь деталей за рахунок зміни довжини шести кінематичних ланок. Ефективність впровадження верстатів-гексаподів у виробництво обмежується відсутністю на теренах України інформації щодо функціональних можливостей, технічних характеристик, методів та принципів проектування, а також реальних явищ, які відбуваються у процесі їх функціонування.

Постановка задачі

На кафедрі "Металорізальні верстати та системи" проведені дослідження впливу конструктивних параметрів верстатів-гексаподів на параметри робочого простору [2], але недослідженим залишається питання впливу навантаження силами різання на пружні переміщення виконавчого органа. Теоретичні дослідження, проведені зарубіжними вченими [3, 4], показали високу складність аналітичного розрахунку жорсткості і пружних переміщень механізмів паралельної структури, тому метою даної роботи є експериментальна оцінка пружних переміщень виконавчого органа верстата-гексапода у робочому просторі.

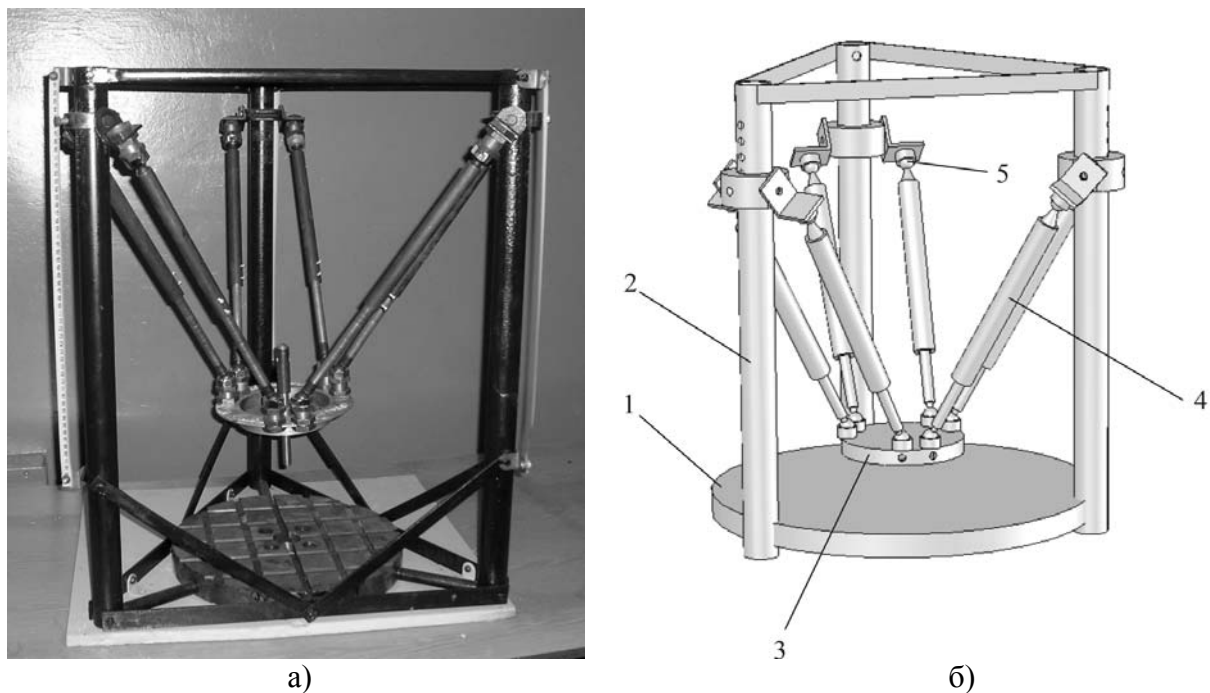
Кожна точка робочого простору характеризується змінними значеннями пружних деформацій складових елементів верстатної системи, жорсткістю просторової конструкції та похибками положення виконавчого органа. Подібні явища обумовлюються постійною зміною довжини кінематичних ланок та їх розташуванням у просторі залежно від поточного положення виконавчого органа. Складну конфігурацію робочого простору верстата-гексапода доцільно розділяти як „робоче поле”, що

характеризується певною множиною скалярних та векторних полів відповідних характеристик, які є функціями координат.

Враховуючи, що сила різання P є тривимірним вектором $P = P_x i + P_y j + P_z k$, то напрямок вектора сили P визначається відношенням $P_x : P_y : P_z$ та знаками одиничних векторів i, j, k і залежить від напрямків формоутворюючих рухів виконавчого органа.

Під час обробки фасонної поверхні напрямок вектора сили P може бути різним у межах робочого простору верстата-гексапода. У такому випадку встановити переважний напрямок вектора сили P досить складно, тому доцільним буде визначити переміщення виконавчого органа окремо від поля навантаження P_x , P_y та P_z , враховуючи їх незалежну дію. Таким чином, слід виконати експериментальні дослідження впливу навантаження на пружні переміщення виконавчого органа лише силами P_z , що не вплине на результати досліджень, але дозволить коректно визначити загальну залежність переміщень виконавчого органа від навантаження.

Експериментальні дослідження впливу навантаження на пружні переміщення виконавчого органа виконувалися на виготовленій фізичній моделі верстата-гексапода (рис. 1). Несуча система фізичної моделі реалізована у вигляді трикутної просторово-стрижневої ферми, вертикальні стрижні якої мають також функцію напрямних 2, вздовж яких переміщуються втулки з кронштейнами з вмонтованими двома опорними сферичними шарнірами 5 кінематичних ланок 4.



а) загальний вигляд; б) компоновочна схема

Рисунок 1 – Фізична модель верстата-гексапода

Кінематичні ланки складаються з нерухомої частини, яка шарнірно зв'язана з несучою системою та рухомої частини, що зв'язана з рухомим виконавчим органом 3. Зміна довжини кінематичних ланок забезпечується зміною координат опорних шарнірів несучої системи шляхом переміщення її вздовж вертикальних напрямних 2, а також переміщенням рухомої частини телескопічної кінематичної ланки, відносно її нерухомої частини, внаслідок чого виконавчий орган 3 має реальну можливість зайняти будь-яке поточне положення у межах робочого простору фізичної моделі.

Під час проведення експериментальних досліджень виконавчий орган дискретно переміщувався вздовж координатних осей X та Y послідовно. Відносно осі X – на $-0,1$ м; $-0,05$ м та $0,005$ м, а після закінчення досліджень виконавчий орган переміщувався вздовж осі Y на відстань $-0,05$ м; $0,005$ м (рис. 2).

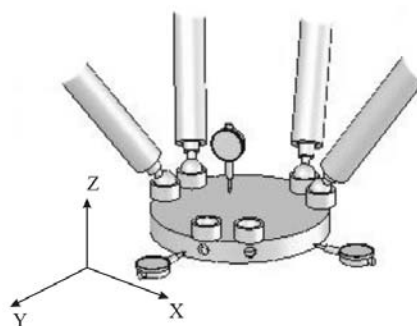
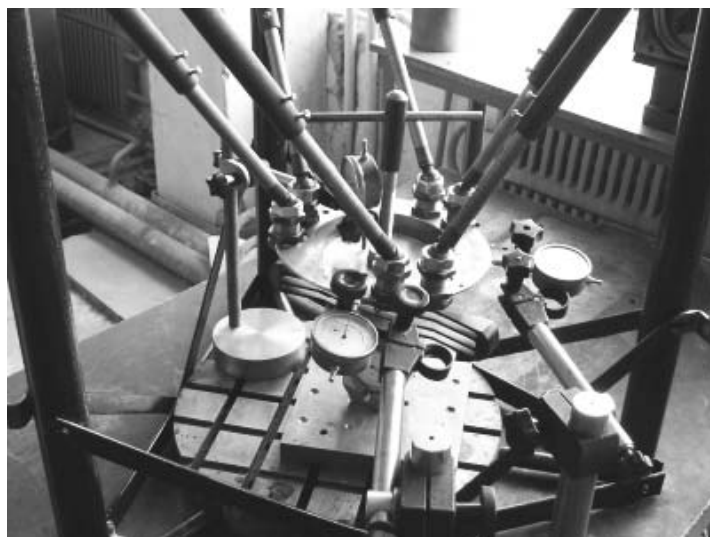
При кожному дискретному положенні виконавчого органа фіксувалися положення опорних шарнірів та задана довжина кінематичних ланок і здійснювалося навантаження системи від 0 до 100 кг з інтервалом 20 кг за допомогою навантажувального пристрою з динамометром.



а) переміщення виконавчого органа відносно осі X ; б) виконавчий орган розташований у центрі симетрії системи; в) переміщення виконавчого органа відносно осі Y

Рисунок 2 – Схема розташування виконавчого органа та кінематичних ланок у просторі

Вимірювання пружних переміщень виконавчого органа при кожному фіксованому положенні здійснювалося трьома індикаторами, розташованими вздовж координатних осей X , Y , Z (рис. 3).



а)

б)

а) загальний вигляд; б) схема

Рисунок 3 – Розташування індикаторів

Навантаження системи здійснювалося гвинтовим пристроєм з динамометром, для розміщення якого необхідно забезпечити гарантовану відстань між виконавчим органом та робочим столом (не менш як $0,25$ м) при усіх можливих положеннях виконавчого органа.

Задану відстань при зміні довжини кінематичних ланок можна забезпечити зміною координат розташування їх опорних шарнірів у вертикальному напрямку відносно напрямних (рис. 4).

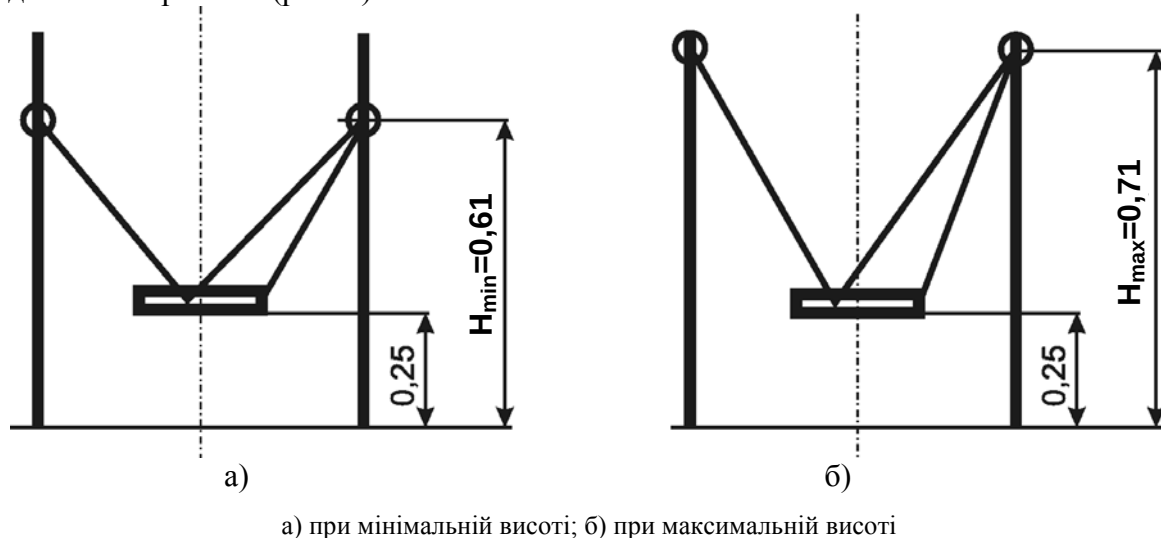


Рисунок 4 – Схема розташування опорних шарнірів кінематичних ланок

Результати досліджень показали, що максимальне зміщення виконавчого органа відносно координатних осей X та Y різне ($X_{\max}=0,1$; $Y_{\max}=0,05$ м), що обумовлюється обмеженням кута обертання опорних шарнірів кінематичних ланок (не більше 60°), а також специфічною конфігурацією робочого простору для визначеної компоновочної схеми (рис. 5).

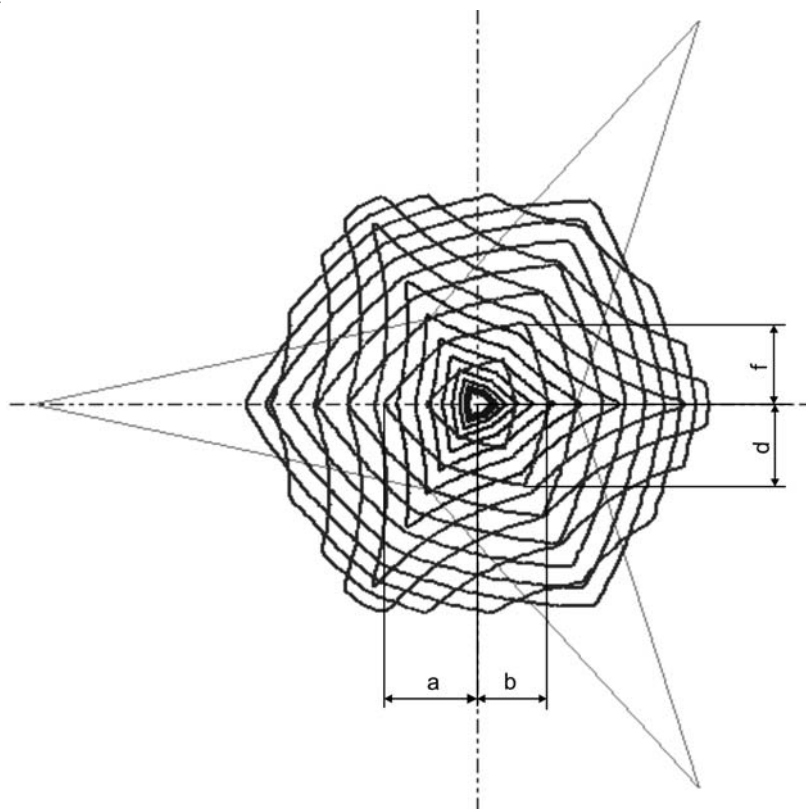


Рисунок 5 – Лінії рівня робочого простору

Результати попередніх досліджень показали, що величина a переміщення ВО відносно осі X більша у 1,5-1,7 разів, ніж величина b , а при переміщенні ВО відносно осі Y величина d та f аналогічні.

Результати досліджень впливу навантаження на пружні переміщення виконавчого органа вздовж координатних осей X та Y наведені на рис. 6. Дослідження виконувалися при зміщенні ВО вздовж координатних осей X та Y на величину: 1) 50 мм; 2) 0 мм; 3) -50 мм; 4) -100 мм.

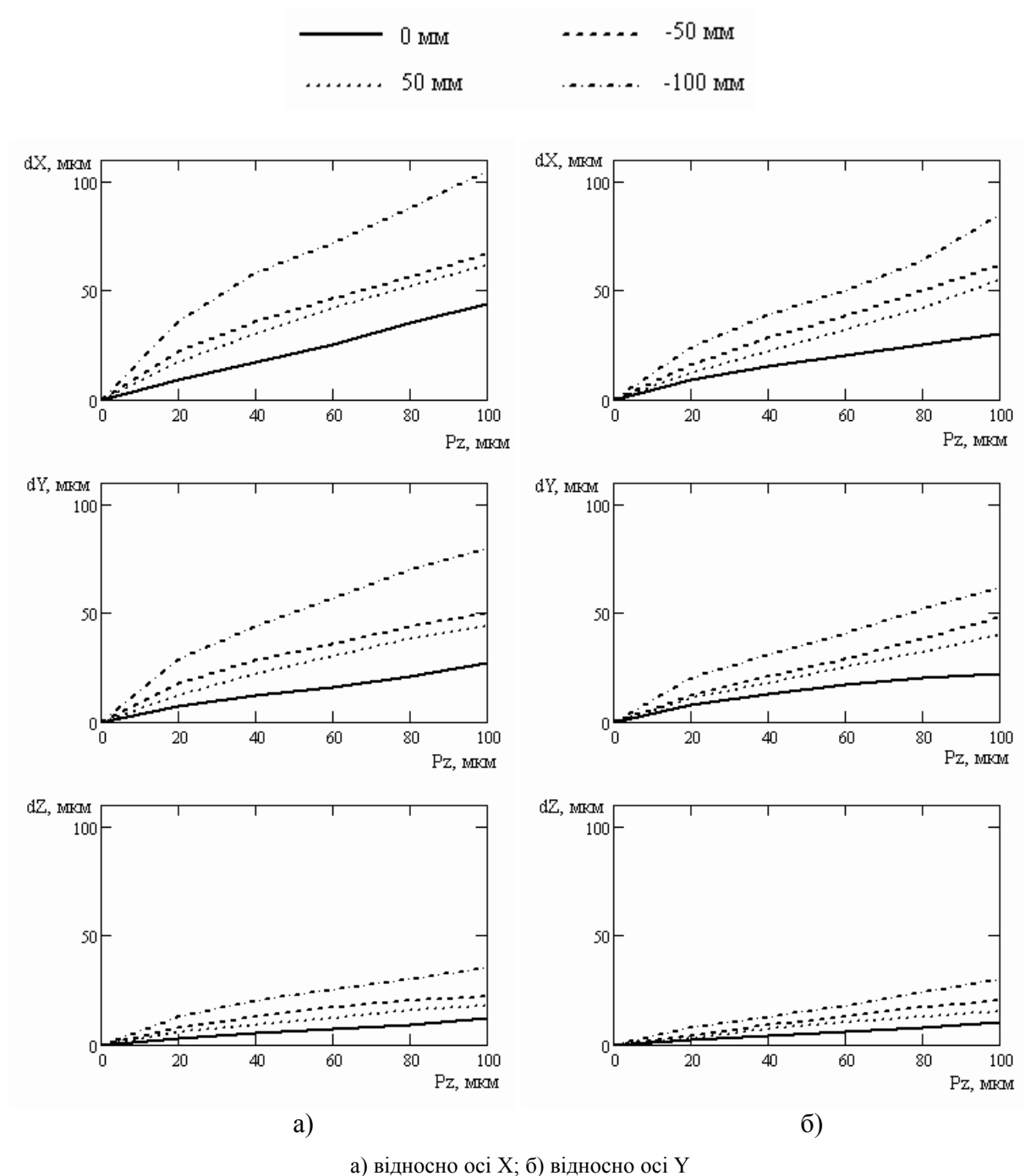


Рисунок 6 – Залежність пружних переміщень від навантаження при зміщенні виконавчого органа

Аналіз результатів досліджень показує, що найменша деформація складових елементів верстата-гексапода спостерігається у центрі симетрії просторової системи (координатна вісь Z), а максимальна – на межі робочого простору. Крім того, пружні

переміщення виконавчого органа мають різні значення по осям координат і характеризуються відношенням $\Delta X:\Delta Y:\Delta Z=3:2,3:1$.

Порівняльний аналіз наведених залежностей свідчить, що величина деформацій основних елементів просторової системи при навантаженні значно менше при переміщенні виконавчого органа відносно координатної осі Y.

Висновки і напрямки подальших досліджень

1. Найменші пружні переміщення, а отже найбільша жорсткість виконавчого органа верстата-гексапода досягається при розміщенні деталей у центрі симетрії просторової системи (по осі Z);

2. Деформація основних елементів верстата-гексапода при навантаженні збільшується при розташуванні виконавчого органа на межі робочого простору;

3. Пружні переміщення виконавчого органа відносно координатних осей верстата-гексапода характеризуються відношенням $\Delta X:\Delta Y:\Delta Z=3:2,3:1$.

Список літератури

1. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Складов Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ / Під ред. Ю.М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
2. Валявський І.А., Крижанівський В.А. Графічне моделювання робочого простору верстата-гексапода // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація / Збірник наук. праць – Кіровоград: КДТУ. – 2003. – Вип. 13. – С. 230-235.
3. Gosselin C. Stiffness mapping for parallel manipulators. – IEEE Trans. Robotics Automat. – 1990. – №6. – P. 377-382.
4. Rebeck E., Zhang G.M. A Method for Evaluating the Stiffness of a Hexapod Machine Tool Support Structure. – International Journal of Flexible Automation and Integrated Manufacturing. – 1999. – Vol. 7. – P. 149-165.

Приведена методика и результаты измерения упругих перемещений исполнительного органа станка-гексапода под нагрузкой на основе разработанной физической модели. Установлены соотношения перемещений по осям координат и их зависимость от положения рабочего органа.

The method and results of measurement of elastic displacement of hexapode effector under the load is given, based upon the developed physical model. The correlation of displacements along the coordinate axes and their dependence upon the position of effector are determined.

Аналіз основних умов впровадження промислових робіт у сільськогосподарське машинобудування

В даній статті коротко розкрито питання створення та застосування промислових робіт у виробництві. Також запропоновано основні шляхи автоматизації, роботизації виробництва, та досягнення найбільшого техніко-економічного ефекту.

промислові роботи, захватні пристрої, виробництво

Головне завдання народного господарства нашої країни по підвищенню ефективності виробництва - не може бути вирішено без його комплексної автоматизації та роботизації. От чому в останні роки так багато уваги приділяється переходу від створення й впровадження традиційного технологічного устаткування до розробки та впровадженню у виробництво високоефективних робототехнічних комплексів (рис.1) та роботизованих ліній. При цьому особливо важлива автоматизація і роботизація не тільки основних, але й допоміжних, транспортних і складських операцій за допомогою легко переналагоджуваних технічних засобів, до яких відносяться промислові роботи.

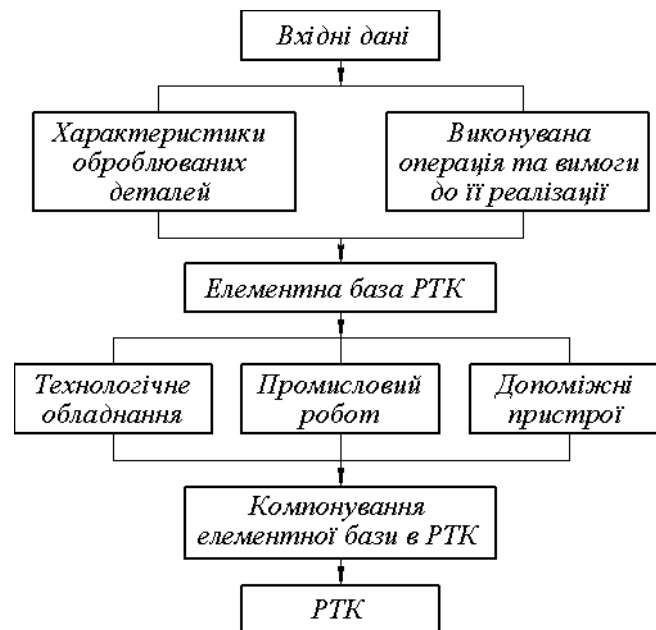


Рисунок 1 – Алгоритм побудови РТК

Промислові роботи, забезпечуючи автоматизацію окремих технологічних процесів та операцій, зв'язують їх у системи автоматично працюючих виробничих машин-автоматів, досить ефективних як у масовому, так і в дрібносерійному виробництві. Такі системи машин (ділянки, цехи) добре підготовлені до централізованого керування від ЕОМ. У результаті виникло й розвивається багато номенклатурне автоматизоване виробництво з гнучкою технологією. Застосування

промислових роботів поліпшує використання виробничих фондів, підвищуючи рентабельність і фондівіддачу виробництва.

Важливою особливістю промислових роботів є не тільки високий ступінь універсальності, але й здатність швидко переналагоджуватися на виконання нових операцій або іншої роботи, що особливо важливо в умовах сучасного виробництва, для якого все більше характерними стають значна номенклатура й часта зміна виробів, що випускаються.

У всіх випадках застосування промислових роботів їх доводиться оснащувати різними технологічними пристосуваннями - накопичувачами деталей і заготовок, орієнтаторами, транспортними пристроями (склізами, роликowymi, стрічковими конвеєрами та ін.), а також тарою, пристроями огороження, блокування, зв'язку з обслуговуючим обладнанням, спеціальними захватними пристроями, тощо. Без такої оснащеності сучасні промислові роботи з числовими й цикловими пристроями програмного керування працювати не можуть. Однак чим досконаліший робот і його пристрій програмного керування, тим універсальніший він по своїм функціональним можливостям, а відповідно і ширша область його застосування.

Звичайно, у пошуках оптимального співвідношення між обсягом оснащеності промислового робота й ступенем його універсальності, конструктивної досконалості, а виходить і ціни, не можна забувати про економічну доцільність та ефективність робота, що в остаточному підсумку є найважливішою вимогою ефективного виробництва.

Застосування промислових роботів для заміни ручної праці повинно у всіх випадках вести до зменшення абсолютної й відносної чисельності виробничих робітників і всього персоналу, що призводить до поліпшення використання технологічного устаткування підприємств і покращення умов роботи на них. У протилежному випадку робототехніка й завдання її розвитку втрачають зміст.

Промислові роботи в наш час усе ширше використовуються для виконання не тільки допоміжних завантажувально-розвантажувальних і транспортних операцій, але й супутних їм виробничих операцій, таких, як підготовка й сортування деталей, зачищення поверхонь перед зварюванням або склеюванням, консервація й пакування готових деталей і виробів, їх вимірювання та ін. Промислові роботи знаходять застосування й на основних виробничих операціях, наприклад, для фарбування вузлів і деталей, з'єднання їх болтами, зварюванням і т.д. Промислові роботи, що виконують допоміжні переходи або операції переміщення, можна назвати обслуговуючими; до них відносяться завантажувально-розвантажувальні, транспортні й складські роботи.

Промислові роботи, що виконують основні технологічні операції, можна назвати операційними до них відносяться, наприклад, зварювальні, складальні, фарбувальні роботи.

У наш час застосовуються в основному спеціалізовані та універсальні роботи, призначені для обслуговування різного технологічного устаткування, а також для виконання різних технологічних операцій. Роботи універсального призначення найкраще задовольняють вимогам і умовам серійного виробництва.

При проектуванні технологічного процесу із застосуванням робота або групи роботів виходять із того, що продуктивність робота повинна бути вище продуктивності людини-оператора, що виконує таку ж роботу. При цьому враховують їхню неадекватність і ті або інші переваги, наприклад здатність робота без перерв працювати протягом тривалого часу.

Велика увага приділяється організації впровадження й використання роботів. Ефективне застосування промислових роботів можливо тільки в умовах ритмічно працюючого виробництва. Доцільно спочатку впроваджувати роботи групами на

підприємствах, де для цього є добрі умови (накопичено досвід експлуатації автоматичного устаткування, є кваліфіковані кадри, освоєна обчислювально-керуюча техніка). На таких підприємствах, як правило, досить широко застосовується устаткування з ЧПУ і є база для комплексної автоматизації виробничих процесів. Практика передових підприємств показала, що при впровадженні роботів, особливо в складі автоматизованих і потокових ділянок та ліній, позитивний ефект може бути досягнутий тільки шляхом перебудови виробництва й корінної зміни технології (наприклад, у ряді випадків варто відмовлятися від традиційних рішень і підходів, зокрема від прямолінійних планувань розміщення устаткування). Впровадження роботів, в першу чергу, виконується на операціях небезпечних і шкідливих для здоров'я робітників, тому що саме на виробництвах з такими операціями найчастіше й гостріше всього відчувається проблема робочих кадрів. Потім доцільно впроваджувати роботи на важких і брудних роботах та на операціях монотонних і швидко стомлюючих.

Найбільший техніко-економічний ефект від впровадження промислових роботів досягається за рахунок інтенсифікації роботи й підвищення коефіцієнта використання технологічного устаткування, що вони обслуговують, а також внаслідок скорочення чисельності виробничого персоналу, особливо тоді, коли за допомогою роботів автоматизують процеси, що визначають основну частку трудомісткості виробництва.

Термін окупності роботів прямопропорційно залежить від відносної їх вартості (k) і зворотнопропорційно від змінності їх використання (ψ). Підставляючи ці значення у формулу зростання продуктивності праці, отримаємо формулу терміну окупності додаткових капітальних витрат на створення та впровадження промислових роботів:

$$T = \frac{k}{\psi(\phi \cdot \omega - (m + 1/\epsilon))},$$

де ϕ – продуктивність обладнання;

ω – коефіцієнт завантаження обладнання;

m – коефіцієнт експлуатаційних витрат;

ϵ – коефіцієнт скорочення витрат живої праці при використанні робота.

Залежність (T) від величини поточних витрат на налагодження та обслуговування робота (ϵ) наведена на рис.2. Ці графіки вказують, що збільшення (ϵ) забезпечує значне скорочення термінів окупності тільки в початковий період. Для подальшого зменшення термінів окупності необхідно покращувати техніко-економічні характеристики робота (крива 2 відносно кривої 1). Із графіків також випливає, що норма обслуговування одного налагодчика повинна складати не менше 4-5 роботів вартістю 40-8- тис.грн.

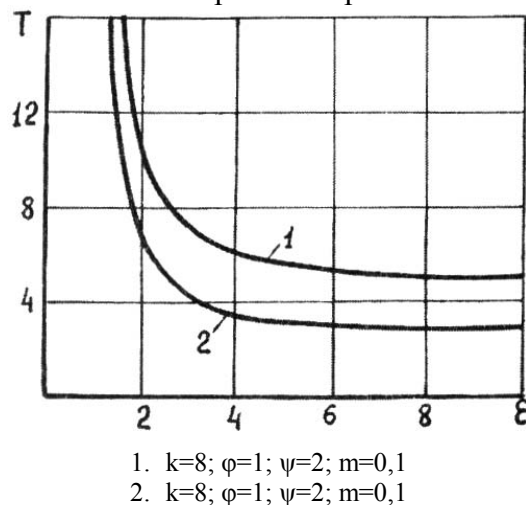
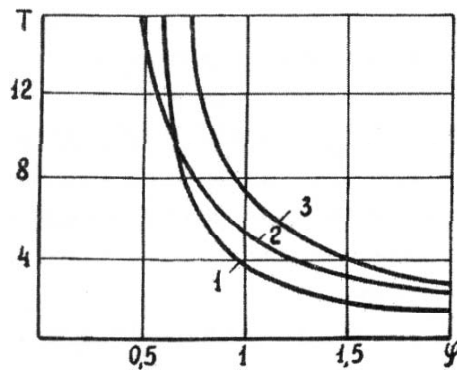


Рисунок 2 – Залежність терміну окупності робота від витрат праці

Термін окупності робіт значною мірою залежать від продуктивності (φ) обладнання (рис.3). Навіть незначне зменшення продуктивності обладнання ($\varphi < 1$) спричиняє різке збільшення термінів окупності, особливо дороговартісних конструкцій (крива 2), а тим більше для робіт зі значними поточними витратами (крива 3). Така ж закономірність має місце і для залежності (T) від (ω).



1. $k=4; \psi=2; m=0,2; \varepsilon=4$
2. $k=8; \psi=2; m=0,1; \varepsilon=8$
3. $k=8; \psi=2; m=0,2; \varepsilon=4$

Рисунок 3 – Залежність терміну окупності робота від продуктивності обладнання

В цілому, для підвищення економічної ефективності від використання промислових робіт необхідно забезпечувати: визначення оптимальної складності та вартості їх конструкції відповідно до цільового призначення; збільшення змінності, ступеня завантаження робіт та обслуговуваного ними обладнання по часу; забезпечення підвищення продуктивності обладнання від використання робіт.

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування – Кировоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
2. Гавриш А.П., Ямпольский Л.С. Гибкие робототехнические системы. – К.: Вища школа, 1989. – 407с.
3. Костюк В.І., Спину Г.О., Ямпольський Л.С. Робототехніка. – К.: Вища школа, 1994. – 446с.

В данной статье кратко раскрыт вопрос создания и использования промышленных роботов в производстве. А так же предложены основные пути автоматизации, роботизации производства, и достижения наибольшего технико-экономического эффекта.

In this article the question of creation and application of industrial robots is shortly exposed in a production. The basic ways of automation, robotization of production, and achievement of most technic and economic effect are also offered.

Вплив часу відведення інструментальної головки на продуктивність роботизованого комплексу

В даній статті розглянуто питання підвищення продуктивності роботизованого комплексу за рахунок зменшення часу простоювання технологічного обладнання. Проаналізовано умови зміни захватів місцями в робочій зоні верстату та побудовані графіки залежності часу відведення інструментальної головки від виконання двозахватного пристрою та розмірів утримуваних деталей.

двозахватний промисловий робот, зміна захватів місцями, роботизований комплекс, двозахватні пристрої, продуктивність

В механічній обробці першочерговою задачею слід вважати розробку і впровадження промислових роботів для автоматизації процесів завантаження та розвантаження металорізального обладнання в умовах серійного типу виробництва.

Продуктивність роботи робототехнологічного комплексу в значній мірі залежить від часу простоювання верстату (неперекритого часу роботи промислового робота). Зменшення зазначеного часу можливе за умови використання в складі роботизованого комплексу двозахватних промислових роботів. В такому випадку на цей час буде впливати можливість зміни захватів місцями безпосередньо в робочій зоні верстату. Обмеження зазначеної зони затискним пристроєм, задньою стінкою, напрямними та інструментальною головкою, ускладнюють протікання даного процесу [1].

При визначенні часу простоювання технологічного обладнання під завантаженням заготовок потрібно, додатково враховувати час, що потрібен для відведення інструментальної головки. Цей рух є необхідним для утворення зони, що забезпечить протікання процесу зміни захватів місцями в робочій зоні верстату. Тож дослідження даного питання є актуальною проблемою, вирішення якого може підвищити продуктивність роботи технологічних комплексів.

Час відведення інструментальної головки (t_{pi}), залежить від особливостей виконання двозахватного пристрою та габаритних розмірів деталі (довжини – l , діаметру – d).

$$t_{pi} = \frac{H_z}{V_z} \cdot K, \quad (1)$$

де H_z – необхідна величина вільного простору в робочій зоні верстату, яку необхідно забезпечити відведенням ріжучого інструменту;

K – коефіцієнт, що враховує повний шлях на відведення інструменту і частину шляху на підведення інструменту ($K=1.5$);

V_z – швидкість прискореного руху супорта верстату (для токарного верстату з ЧПК 16К20ФЗ дорівнює 200 мм/с) [1].

Залежність часу відведення інструменту від виконання двозахватного пристрою та розмірів деталі наведена в таблиці 1. При побудові графіків було введено постійні величини, зокрема: величина локального переміщення, для виведення і введення деталі в патрон $\Delta = 50$ мм; відстань між деталями $h = 20$ мм. Діапазон зміни довжини деталі від 20 до 400 мм. Діаметр деталі змінювався в діапазоні від 10 до 200 мм.

Таблиця 1 – Залежність часу руху інструментальної головки від довжини та діаметру деталей, що затискаються

№ вар.	Розрахункова схема	Поверхня відгуку
1		
2		
3		
4		
5		
6		

Величина вільного простору H_z (в напрямку вісі Z) залежить від виконання двозахватного пристрою, розміщення промислового робота (портально розміщений, на верстаті, перед верстатом) та умов затиску деталі (за зовнішню поверхню, за внутрішню поверхню, з торцю, тощо). Виведення формул для побудови вищенаведених графіків розглядалося в [1].

Аналізуючи графіки, можна зробити висновок, що довжина деталі l має значно більший вплив на час відведення інструментальної головки ніж діаметр деталі d . Це пов'язано зі збільшенням простору, який необхідний для здійснення процесу зміни захватів місцями в робочій зоні верстату.

Для порівняльної оцінки побудуємо графік залежності t_{pi} від характеристик деталей, що виражено співвідношенням (l/d) , для типових виконань двозахватних пристроїв (варіанти згідно табл. 1). Результати розрахунків узагальнено представлені на рис. 1.

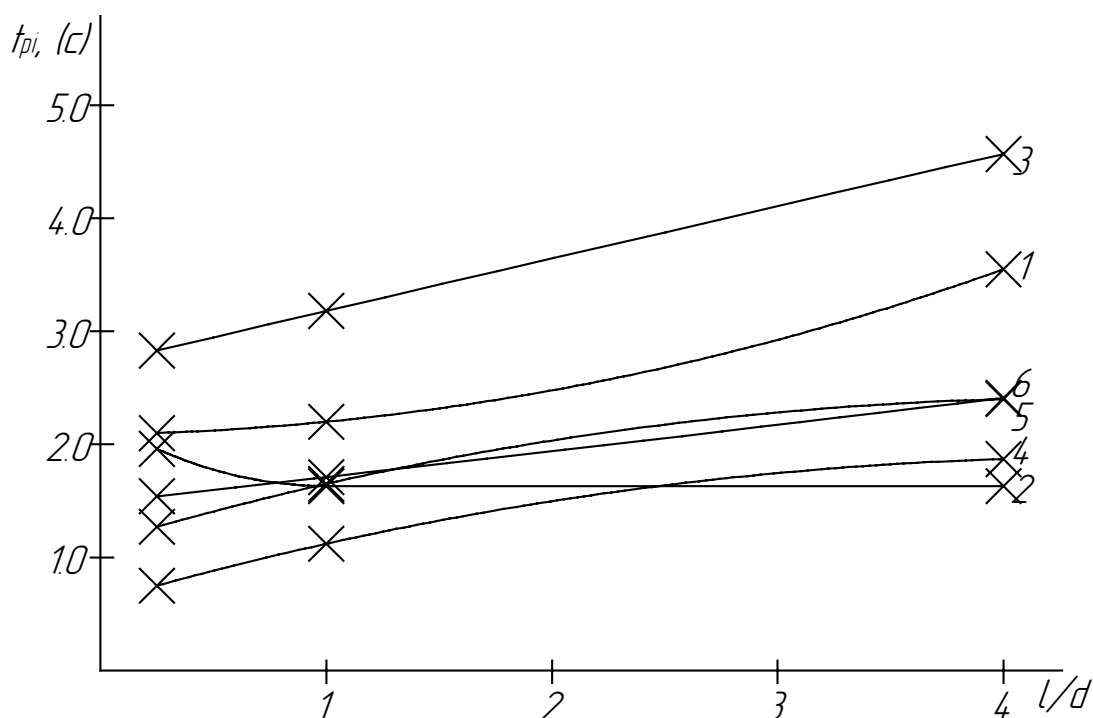


Рисунок 1 – Залежність часу руху інструменту від розмірів деталей

Отримані дані показують, що збільшення довжини деталей вимагає збільшення часу (t_{pi}) для всіх досліджуваних варіантів, окрім виконання 2. У даному випадку більший вплив на t_{pi} має діаметр затиснутої деталі. Значна інтенсивність збільшення t_{pi} від співвідношення l/d характерна для 1 і 3-го виконань захватних пристроїв. Так для виконання 1 збільшення відношення від 0,5 до 4 вимагає збільшення витрат часу на переміщення ріжучого інструменту в $3,55 / 2,1 = 1,7$ рази, а для виконання 3 в $4,75 / 2,83 = 1,6$ рази. Дещо менша зміна часу (t_{pi}) спостерігається при використанні 4, 5 і 6-го виконань. Також необхідно враховувати можливість використання пристроїв в залежності від подібних обмежень робочої зони технологічного обладнання в інших напрямках (X і Y). Наявність представлених залежностей дозволяє більш обґрунтовано вибирати схему двозахватного пристрою в залежності від розмірів транспортованих деталей та конкретних обмежень робочої зони верстату.

Висновки.

1. Оскільки продуктивність роботизованого комплексу залежить від часу простоювання верстату, то зменшення цього часу дозволить підвищити продуктивність

РТК. Це можливо у випадку проведення зміни захватів місцями в робочій зоні технологічного обладнання.

2. Досліджено вплив розмірів оброблюваних деталей та схем двозахватних пристроїв на додатковий час простоювання верстату, що пов'язаний з підведенням та відведенням ріжучого інструменту. Так, в інтервалі відношення довжини деталі до діаметру ($l / d = 0,2...4,0$) для різних схем двозахватних пристроїв простоювання змінюється в межах 1.05 – 1.7 рази.

Список літератури

1. Мажара В.А., Павленко І.І. Дослідження умов зміни захватів місцями в робочій зоні верстату // Збірник наукових праць КНТУ / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 21 – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С. 150 – 154.
2. Павленко І.І., Мажара В.А. Дослідження впливу використання двозахватних пристроїв на продуктивність роботи РТК // Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XIII международной научно-технической конференции в г. Севастополе. В 5-ти томах. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. Т.5 – С. 282 – 287.
3. Павленко І.І. Структура промислових роботів. Кіровоград, 1998. – 98 с.
4. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. Кіровоград, КНТУ, 2007. – 420 с.

В данной статье рассмотрен вопрос повышения производительности роботизованого комплекса, за счет уменьшения времени простоя технологического оборудования. Проанализированы условия смены захватов местами в рабочей зоне станка и построены графики зависимости времени отвода инструментальной головки от исполнения двухзахватного устройства и размеров удерживаемых деталей.

The question of increase of the productivity of robotized complex is considered in this article, due to diminishing of time of outage of technological equipment. The terms of changing of captures are analysed placed in the working area of machine-tool and the graphs of dependence of time of taking of instrumental head are built from execution of twocapture device and sizes of the retained details.

С.І. Шмат, проф., канд. техн. наук, Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук,
В.В. Гончаров, доц., канд. фіз.-мат. наук, В.А. Резніченко, ас.
Кіровоградський національний технічний університет

Визначення форми прямої кривої скидача п'яти сошника

В статті проведено теоретичне обґрунтування форми прямої кривої скидача п'яти сошника, яка забезпечує зменшення перерозподілення насіння в борозні по глибині та довжині рядка.

напрямок, скидач, п'ята, сошник, рівномірність висіву насіння

В роботах [1,2] ми обґрунтували необхідність установки скидача після сходу насіння з напрямника сошника. Нижче приводимо результати теоретичних досліджень форми кривої скидача, при якій будемо мати мінімальне перерозподілення насіння в борозні.

Для зменшення перерозподілу насіння, очевидно, потрібно створити стабільний рівномірний потік насіння, тобто забезпечити ідентичність траєкторій руху його по поверхні скидача. Крім того, вектор швидкості насіння потрібно направити в бік, протилежний руху сівалки для зменшення абсолютної швидкості насіння. Рівнозначність траєкторій можна забезпечити при умові, якщо насіння при сході з поверхні скидача буде мати однакові значення швидкості сходу. З цією метою нами запропонована нерухома п'ята, яка встановлена в нижній частині дводискового сошника, задня частина якої має жолобчасту поверхню і пряму криву для прийому насіння, яке сходить з напрямника сошника і направлення його до дна борозни [3].

Нами висунута гіпотеза, що для забезпечення стабільності швидкості насіння при сході з скидача потрібно, щоб насіння переміщувалось по його поверхні з постійною швидкістю. З цією метою використаємо теорему про зміну кінетичної енергії, при цьому потрібно знайти таку форму кривої $y = f(x)$, при якій швидкість руху насіння відповідала б умові $V_H = \text{const}$. Така умова забезпечить незмінність величини кінетичної енергії при русі насіння.

Якщо приріст енергії дорівнює сумі робіт всіх сил, які діють на зернину, то:

$$A_F - A_g = 0 \text{ або } A_F = mgy,$$

де A_F – робота сил опору;

A_g – робота сил ваги.

Роботу сил опору на окремій ділянці кривої можна визначити за формулою:

$$A_F = \int f(x, y) ds = \int F ds. \quad (1)$$

При русі матеріальної точки по гравітаційній кривій (рис. 1) силами опору будуть сила тертя F_T , і опору повітря R .

Або

$$F_T = fN,$$

де N – нормальна складова:

$$N = mg \cos \alpha \pm m \frac{V^2}{\rho}, \quad (2)$$

де f – коефіцієнт тертя насіння по поверхні відбивача.

Якщо прийняти $R = kmV$, то робота сил опору:

$$A_F = \int \left[mf \left(g \cos \alpha \pm \frac{V^2}{\rho} \right) + mkV \right] ds, \quad (3)$$

де k – коефіцієнт опору середовища.

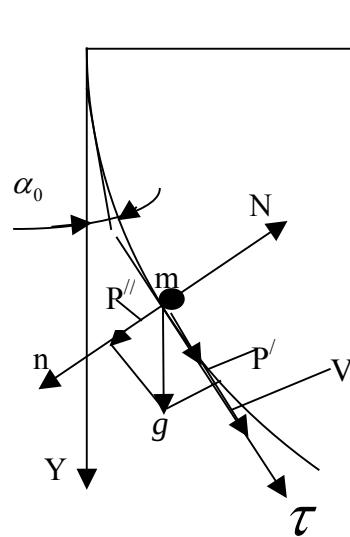


Рисунок 1 – Схема сил, діючих на насіння при русі по гравітаційній кривій.

Враховуючи, що:

$$\cos \alpha = \frac{dx}{ds}; \sin \alpha = \frac{dy}{ds}; \rho = \frac{ds}{da}; da = y'' \frac{ds}{1 + y'^2}, \quad (4)$$

одержимо:

$$A_1 = mgf \int \cos \alpha ds = mgf \int_0^x ds = mgfx; \quad (5)$$

$$A_2 = mf \int \frac{V^2}{\rho} ds = mfV^2 \int_0^x \frac{y''}{1 + y'^2} ds; \quad (6)$$

$$A_3 = m \int kV ds = mkV \int_0^x \sqrt{1 + y'^2} dx. \quad (7)$$

Підставивши ці значення в рівняння (3), одержимо:

$$mgy - mgfx - mfV^2 \int_0^x \frac{y''}{1 + y'^2} dx - m \int_0^x kV \sqrt{1 + y'^2} dx = 0. \quad (8)$$

Продиференціюємо (8) по dx

$$mgy' - mgf - mfV^2 \frac{y''}{1 + y'^2} - mkV \sqrt{1 + y'^2} = 0. \quad (9)$$

Після перетворень:

$$y'' + \frac{K}{fV} (1 + y')^{3/2} - \frac{g}{fV^2} y'^3 + \frac{g}{V^2} y'^2 - \frac{g}{fV^2} y' + \frac{g}{V^2} = 0. \quad (10)$$

Якщо в рівнянні приймаємо $K=0$, то одержимо рівняння гравітаційної кривої, по якій частка буде переміщуватись з постійною швидкістю (без врахування опору середовища).

Рівняння (10) – нелінійне диференціальне рівняння II порядку, його рішення можливе лише на ЕОМ.

Якщо прийmemo швидкість руху насінини по напрямнику $V_H = 2,28$ м/с [4], то швидкість руху насінини по скидачу визначимо через диференційне рівняння руху:

$$V_{ck} = V_0 + g(\sin \alpha_{ck} - f_g \cos \alpha_{ck})t, \quad (11)$$

де V_0 – початкова швидкість руху насінини;

α_{ck} – кут нахилу скидача;

f_g – динамічний коефіцієнт тертя насінини по скидачу;

$f = (0,25 \dots 0,55)$;

t – час переміщення насіння по скидачу.

Продиференціюємо вираз (11) і одержимо шлях переміщення насінини по скидачу:

$$l_{ck} = V_0 \cdot t + \frac{1}{2} g(\sin \alpha_{ck} - f_g \cos \alpha_{ck})t^2$$

або

$$l_{ck} = V_H \cdot \cos \varphi + \frac{1}{2} g(\sin \alpha_{ck} - f_g \cos \alpha_{ck})t^2. \quad (12)$$

Вирішивши рівняння (12) і приймаючи $\varphi = 0,5$ рад; $\alpha_{ck} = 1,2$ рад; $l_{ck} = 1,15$ м; $f_g = 0,3$ (сталь), визначимо час переміщення насінини по скидачу:

$$t = 0,06 \text{ с.}$$

Враховуючи час t , визначимо швидкість сходу насінин з скидача: $V_{ck} = 2,25$ м/с.

Знаючи початковий кут установки скидача, визначимо кут між вектором швидкості падіння насінини з поверхні скидача і дотичною до поверхні напрямної:

$$\varphi_1 = 3,14 - (\alpha_{ck} - \alpha_g), \quad (13)$$

де α_g – кут між дотичною до поверхні напрямної і горизонталлю.

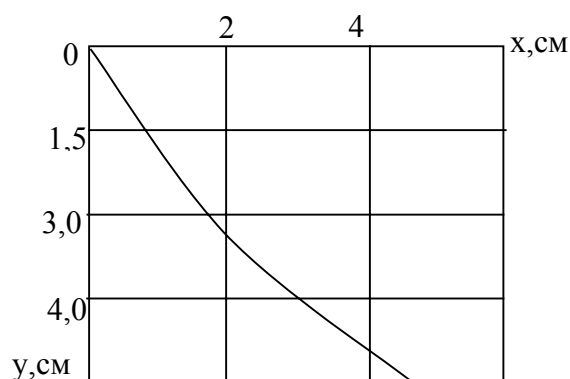


Рисунок 2 – Графічне зображення форми напрямної скидача.

Отримане рівняння було нами використане для проектування напрямної кривої задньої стінки скидача.

При $\alpha_g = 1,04$ рад значення кута $\varphi_1 = 0,86$ рад. Тоді початкова швидкість руху насінини по скидачу:

$$V_0 = V_{ck} \cdot \cos \varphi_1 = 2,05 \cdot 0,76 = 1,56 \text{ м/с.}$$

Ці умови руху насіння закладені в основу розрахунків форми поверхні скидача.

Програма для розрахунків була переведена на ЕОМ. Знаходячи координати руху x і y на площині координат, одержимо графічне зображення форми напрямної скидача (рис. 2).

Експериментальна перевірка теоретичних досліджень в ґрунтовому каналі [2] підтвердила достовірність проведеного обґрунтування форми кривої скидача.

Список літератури

1. Шмат С.І., Резніченко В.А. Аналіз факторів перерозподілу насіння при роботі дискових сошників/ Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник//Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Кіровоград, Вип.35, 2003.– С.298.
2. Шмат С.І., Резніченко В.А. Нові підходи до поліпшення рівномірності розподілу насіння зернових культур в борозні//Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Кіровоград, Вип.37, 2007.– С.143.
3. Патент України на корисну модель А01С 7/20 №9543, автори: Шмат С.І., Матвєєв К.Д., Резніченко В.А. Бюл.№10, 17.10.2005.
4. Семенов А.Н. Зерновые сеялки.-К.: «Вища школа», 1961.– 426с.

В статье приведено теоретическое обоснование формы направляющей кривой для сброса семян по пяте сошника, которая обеспечивает уменьшение перераспределения семян в борозде по глубине и длине рядка.

In the article the theoretical ground of form of sending curve is resulted for an up cast on the heel of coulter, which provides diminishing of redistribution of seed in a furrow on a depth and length of row.

С.І. Шмат, проф., канд. техн. наук, В.Ф. Гамалій, проф., д-р фіз.-мат. наук,
О.М. Рева, проф., д-р техн. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук,
Ю.В. Мачок, інж., В.В. Воротнюк, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження і розробка удосконаленої конфігурації стрілкової лапи культиватора

В статті приведений аналіз роботи стрілкової лапи культиватора та запропонована удосконалена конструкція, яка зменшує енергетичні витрати на її роботу.

стрілчаста лапа, аналіз сил, розпушення ґрунту, ступінь зношування, передній ніж

Не дивлячись на численні випробування та дослідження стрілкової лапи культиваторів і зараз мають істотні недоліки: підвищена енергоємність процесу розпушення ґрунту; недовговічність загострення леза, утворення підлапового ущільнення ґрунту.

Наші дослідження показують, що вказані недоліки можна дещо зменшити, покращивши технологічні умови роботи культиваторних лап.

Розглянемо схему роботи лапи та сили, які сприяють рухові частки ґрунту m по її поверхні.

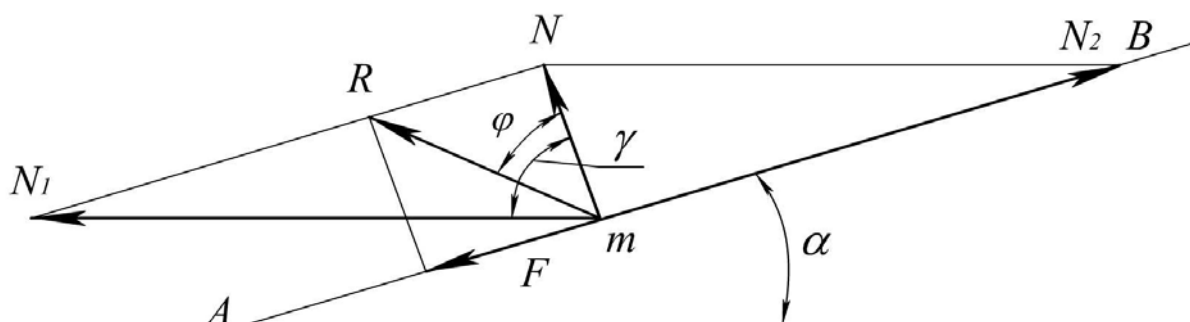


Рисунок 1 – Схема дії сил на частку ґрунту, яка рухається по поверхні лапи

Розкладемо нормальну силу N на дві складові: N_1 – у напрямку руху лапи; N_2 – вздовж поверхні АВ.

На частку також діє сила тертя F . Сили N і F дають результуючу силу R , яка відхилена від сили N на кут тертя φ .

Очевидно, частка m буде рухатись вздовж поверхні при умові:

$$N_2 > F. \quad (1)$$

Із рис. 1 видно, що:

$$N_2 = N \cdot \operatorname{tg} \varphi (90^\circ - \alpha) \quad (2)$$

$$\text{а } F = N \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (3)$$

тобто умова руху частки вздовж поверхні АВ:

$$N \cdot \operatorname{tg} (90^\circ - \alpha) > N \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (4)$$

$$\text{або } 90^\circ - \alpha > \varphi \text{ і } \alpha < 90^\circ - \varphi. \quad (5)$$

Тут буде спостерігатись різання з ковзанням, бо сила R знаходиться всередині кута γ : $\varphi < \gamma$, де $\gamma = 90^\circ - \alpha$, тобто ковзання часток ґрунту по поверхні ножа буде у випадку, коли кут γ між напрямком руху і нормальною силою N буде більшим кута тертя частки по поверхні.

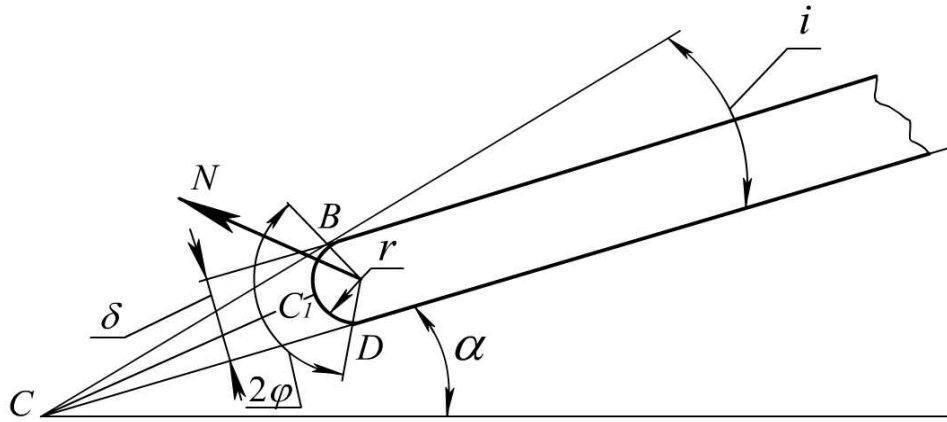


Рисунок 2 – Схема дії сил на затуплене лезо лапи

Під час різання вершина леза (точка C) швидко набирає форму округленої поверхні (дуга BC_1D), яка плавно з'єднує поверхню ножа і гостроту ножа визначає не кут загострення i , а товщина леза δ (рис. 2). За В.О. Желіговським [1] в якості леза служить частина ножа, яка руйнує ґрунт внаслідок його зминання, а в якості поверхні – ті його частини, які розсовують відрізану скибку ґрунту, по яких вона ковзається.

Розглянемо рис. 2. Після деякого часу роботи лезо змінює форму поверхні з загостреної на півколо з радіусом r . В точці C_1 напрямок нормальної сили N майже збігається з напрямком руху, тому $\gamma < \varphi$. Вище і нижче від точок C_1 кут γ зростає і в точках B і D набуває значення $\gamma = \varphi$, а вище точки B : $\gamma > \varphi$. Тобто в межах дуги BC_1D ковзання не буде, товщина леза ножа обмежена кутом 2φ , і визначається хордою $BD = \delta$. Із рис. 2 видно, що $\delta = 2r \cdot \sin \varphi$.

При роботі лапи культиватора можливі два випадки: а) різання скиби ґрунту без переміщення її по поверхні леза; б) різання з ковзанням часток ґрунту по поверхні лапи.

Розглянемо обидва випадки (рис. 3).

Випадок *a* (рис. 3 *a*). Тут сила N_2 менша від сили тертя F ($\varphi > \gamma$). Це забезпечує переміщення частки ґрунту без ковзання у напрямку дії сили N_1 (момент зрізування скибки).

Випадок *б* (рис. 3 *б*). Оскільки $\gamma > \varphi$ і $N_2 > F$, то це зумовлює ковзання частки ґрунту по поверхні ножа по напрямку R [2].

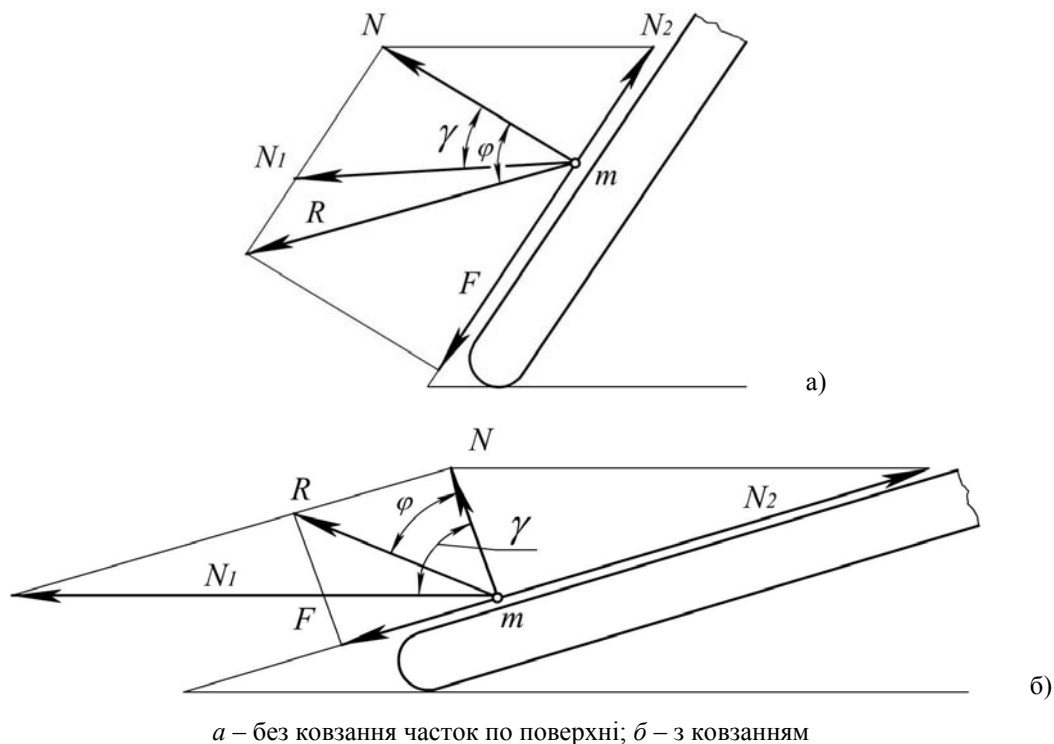
Зрозуміло, що різання з ковзанням потребує меншої сили, ніж при різанні зминанням і при збільшенні цієї різниці зменшується сила опору ґрунту при роботі лапи культиватора. Іншою причиною зменшення сили опору різанню є вибір оптимального кута розхилу лез лапи культиватора.

Силу N можна представити таким чином:

$$N = b \cdot q_p, \quad (6)$$

де b – довжина ділянки леза, яка контактує з ґрунтом;

q_p – інтенсивність навантаження, при якому відбувається різання (питоме навантаження).



a – без ковзання часток по поверхні; *б* – з ковзанням

Рисунок 3 – Схема різання ґрунту

Робота на процес різання:

$$A = \int_0^{S_k} N dS, \quad (7)$$

де S_k – шлях різання.

В залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту, його вологості, гостроти леза q_p змінюється в широких межах.

Зрозуміло, що кількість роботи збільшується зі збільшенням перерізу скиби ґрунту.

При роботі лапи відбувається переміщення ґрунту по поверхні лапи, при цьому сили на переміщення ґрунту залежать від його типу, стану і властивостей, а в першу чергу від кута α підйому лапи, що видно із рис. 1. Сила N_1 , яку потрібно прикласти для руху лапи: $N_1 = N \cdot \sin \alpha$. При зростанні кута α з 10° до 35° сила N_1 зростає в 3,3 рази.

Раніше ми відзначали, що при $\gamma > \varphi$, буде поздовжнє переміщення ґрунту по робочій поверхні лапи. При загостреному лезі сили тиску R на скибу діють паралельно між собою і направлені вгору (рис. 4а).

Для випуклої (затупленої) поверхні леза лапи сили R зумовлюють елементарні сили тиску на скибу, які розходяться у різні боки (рис. 4б). В першому випадку відбувається переміщення скиби по поверхні, в другому випадку – відбувається переміщення скиби з її зминанням. Тут зминання сприяє ущільненню ґрунту як в скибі, так і в підлемешному просторі.

Після проходження робочого органу (лапи культиватора чи лемеша плуга) під розпушеним шаром ґрунту утворюється переущільнена підшва глибиною 5...15 см в залежності від типу робочого органу та фізико-технологічних властивостей ґрунту. Твердий ґрунтовий прошарок негативно впливає на процеси коренеутворення, накопичення вологи тощо. Тому до переліку основних показників, які характеризують

якість рихлення ґрунту, крім опору ґрунту, треба віднести і твердість ущільненого підплужного дна [3].

Надлемішне рихлення відбувається в результаті стискування верхнього шару ґрунту і його деформації. Площини стискування розміщені під гострим кутом до вертикалі і формуються завдяки деформації стискування, які сприяють наступному випиранню часток скиби на поверхню поля. Ґрунт при цьому кришиться в результаті досягнення граничних значень напружень стискування.

Усуваючи зсув ґрунту знизу робочого органу, можна дещо зменшити опір ґрунту та ущільнення підплужного дна.

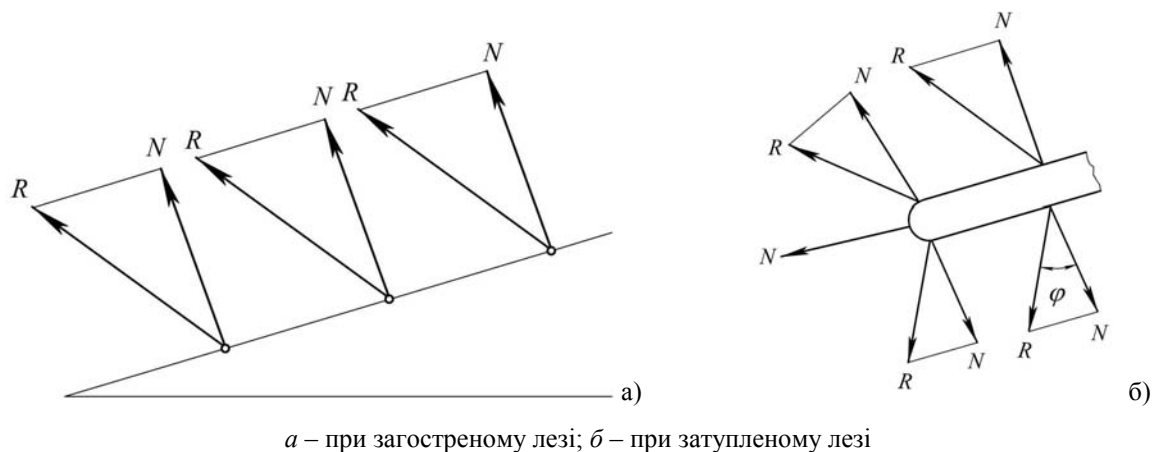
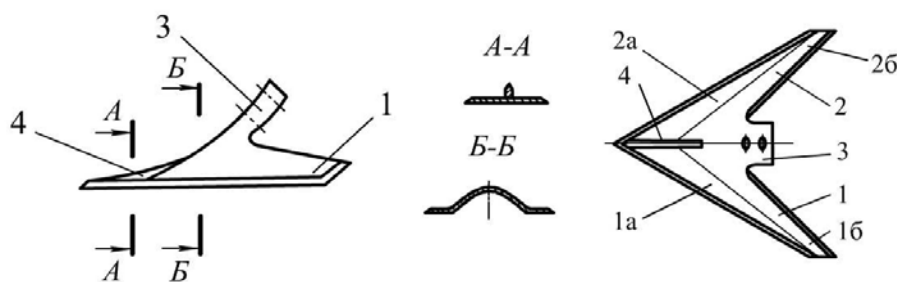


Рисунок 4 – Характер дії сил на скибу різними робочими поверхнями

Запропонована лапа [4] усуває недолік серійної лапи завдяки особливості конструкції (рис. 5). Лапи 1 та 2 виконані з двох частин: передніх 1 а та 2 а з мінімальним кутом підйому відносно горизонту і задніх 1 б і 2 б зі змінними кутами підйому від мінімального до максимального. В зоні носка робочого органу частини 1 а і 2 а мають найбільшу довжину, а в зоні п'яти – найменшу довжину.

Робочий орган культиватора працює таким чином. При переміщенні робочого органу в ґрунті частинами 1 а і 2 а лап скиба підривається, піднімається та направляється на поверхню лап, при цьому поздовжнім ножом 4, який розміщений посередині лапи розрізається на дві половини, завдяки чому скиба, ковзаючи по поверхням 1а і 2а попадає на задні частини 1б і 2б робочого органу, де за рахунок збільшення кута нахилу поверхні лап вона розпушується і скидається в ґрунт. При цьому опір переміщенню скиби в початковий період – період зрізування і попадання на поверхню робочого органу є мінімальним – і лише згодом, після переміщення по поверхні зі змінним кутом нахилу, дещо підвищується, розрихлюючись при цьому до необхідного розміру грудочок.



1, 2 – ліва та права лапи; 3 – основа; 4 – ніж лапи

Рисунок 5 – Удосконалена лапа культиватора

Ефективність запропонованої лапи культиватора підтверджується наступним:

1. Опір переміщення лапи в ґрунті значно зменшується завдяки збільшенню часу зустрічі лапи з ґрунтом, більш повільному переходу ґрунту з передньої частини лапи на більш похилу задню.

2. Зменшується динамічний коефіцієнт тертя між скибою і поверхнею лапи завдяки незмінному малому кутові підйому в передній частині лапи.

3. Збільшена довжина передньої частини лапи в зоні носка і зменшена в зоні п'яти забезпечує зменшення кута розхилу лез, а це приводить до зменшення залипання лапи та кращого просковзування рослинних решток по лезу лап робочого органу.

Список літератури

1. Желиговский В.А. Элементы теории почвообрабатывающих машин и механической технологии сельскохозяйственных материалов / Тбилиси: Изд. ГСХИ, 1960. – С. 145-147.
2. Войтюк Д.Г., Безгановський В.М., Булгаков В.М., та ін. Сільськогосподарські машини / Основи теорії та розрахунку за ред. Войтюка Д.Г. – К.: Вища освіта, 2005. – С. 25-33.
3. Лутрин А.С. Обоснование технологического процесса и технического средства подлемешного рыхления почвы // Достижения науки и техники АПК.- 2005.- №2.- С. 40–41.
4. Робочий орган культиватора / Шмат С.І., Свірень М.О., Лузан П.Г., Мачок Ю.В., Воротнюк В.В. (Україна).-№200808326; Заявл.10.09.08.

В статье приведен анализ работы стрельчатой лапы культиватора и предложена усовершенствованная конструкция, которая уменьшает энергетические потери на ее работу.

It is given the analysis of work of the cultivator's lancet chisel. It is offered the improved construction which reduces power costs of its work.

**В.О. Кондратець, проф., канд. техн. наук, О.М. Рева, проф., д-р техн. наук,
О.М. Сербул, канд. техн. наук**

Кіровоградський національний технічний університет

Теоретичне дослідження стохастичної САР розрідження пульпи в кульовому млині з циркулюючим навантаженням

У статті приведені результати теоретичних досліджень стохастичної САР розрідження пульпи у кульових млинах з циркулюючим навантаженням. Показано, що забезпечити необхідну точність визначення співвідношення руда/вода на вході кульового млина можливо лише фільтрацією випадкових сигналів витратоміра пульпи у піщовому жолобі класифікатора та вихідної руди перед подачею на вхід блока ідентифікації даного технологічного параметра.

стохастична САР, розрідження пульпи, кульовий млин, фільтрування сигналів, ідентифікація, співвідношення руда/вода

Подрібнення вихідної руди на залізорудних збагачувальних комбінатах є важливим технологічним процесом, оскільки споживає майже 50 % всіх енергетичних витрат. Найбільшого поширення в Україні отримали подрібнювальні цикли, що включають кульовий млин і спіральний механічний класифікатор, який виділяє готовий продукт, а піски направляє у кульовий млин на доподрібнення. Найвища ефективність подрібнювання руди в кульовому млині досягається лише за певних умов, зокрема, необхідно підтримувати співвідношення руда/вода на певному рівні який визначається характеристиками руди. З узагальненого викладення даної проблеми [1] видно, що вона залишається до кінця не розв'язаною. З останніх публікацій по даному напрямку досліджень також витікає, що дана задача залишається не розв'язаною, не дивлячись на те, що їй приділяється значна увага.

Розв'язання даної проблеми спрямовано на реалізацію напрямку “Нові технології та ресурсозберігаючої технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі”, передбаченого Законом України від 11 липня 2001 року № 2623-III “Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки”, а також на виконання теми “Комп'ютерно-інтегрована система автоматичного регулювання співвідношення руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням” (0105U008334).

Оскільки задане співвідношення руда/вода в кульовому млині з циркулюючим навантаженням в ручному режимі підтримати не можливо, а автоматичні системи даного призначення по різних причинах реалізувати не можливо, здійснення автоматичної стабілізації співвідношення руда/вода в такому технологічному агрегаті є актуальною задачею. Складовою даної задачі є стохастична система автоматичного регулювання (САР) розрідження пульпи, до складу якої входить ідентифікатор співвідношення руда/вода, що визначає дану величину по іншим технологічним параметрам. Однак умови роботи САР даного призначення ніхто не досліджував.

Метою даної роботи є встановлення умов забезпечення необхідної точності визначення співвідношення руда/вода та автоматичного регулювання параметра стохастичною САР.

Система автоматичного регулювання (САР) розрідження пульпи формує співвідношення руда/вода на вході кульового млина зміною витрати води в технологічний агрегат. Витрата води в кульовий млин не має ні транспортного (якщо не

використовується транспортуючий лотік), ні ємнісного запізнювання. За таких умов магістраль подачі води в кульовий млин стає регульованим об'єктом. Узагальнений регульований об'єкт вміщує відрізок труби для подачі води (РОПВ), датчик витрати води $D_в$, регульовальний орган РО. При автоматичному регулюванні даного процесу задане співвідношення руда/вода $K_{(p/в)з}$ задає оператор, а регульовану (вихідну) величину $K_{(p/в)в}$ визначають за допомогою блока ідентифікації співвідношення руда/вода (БІС) за формулою

$$K_{p/в} = \frac{A(K_n, \delta_p) \cdot (Q_n - Q_{вжс}) + Q_p}{Q_{вм} + Q_{вжс} + K_n [A(K_n, \delta_p) \cdot (Q_n - Q_{вжс})]} \quad (1)$$

по витраті руди Q_p , пульпи в пісковому жолобі класифікатора Q_n , води в млин $Q_в$ та води в пісковий жолоб класифікатора $Q_{вжс}$. Крім того, враховують коефіцієнт, що визначає вміст вологи K_n в пісках класифікатора та густину руди δ_p .

Схема узагальненого регульованого об'єкта подачі води разом з автоматичним регулятором розрідження пульпи та блоком ідентифікації співвідношення руда/вода показана на рис. 1 [2]. Матеріальні комунікації формують осереднений матеріальний потік на вході кульового млина з певним значенням $K_{(p/в)ф}$, яке визначається фактичним співвідношенням твердого та рідкого. Блок ідентифікації співвідношення руда/вода (БІС) формує вихідну величину $K_{(p/в)в}$ системи автоматичного регулювання, враховуючи сигнали датчиків витрати $D_{вжс}$, D_n , D_p і $D_в$ та задавачів величини коефіцієнта вмісту вологи K_n і густини руди δ_p . Вихідний сигнал $K_{(p/в)в}$ блока БІС на елементі порівняння ЕП порівнюється з задаючим діянням $K_{(p/в)з}$ задавача співвідношення руда/вода 3, створюючи керуюче діяння $\Delta K_{p/в}$. Якщо $\Delta K_{p/в} \neq 0$, приводиться в дію автоматичний регулятор АР, який за допомогою регульовального органа РО змінює витрату води через РОПВ у кульовий млин, вирівнюючи співвідношення руда/вода до рівня заданого.

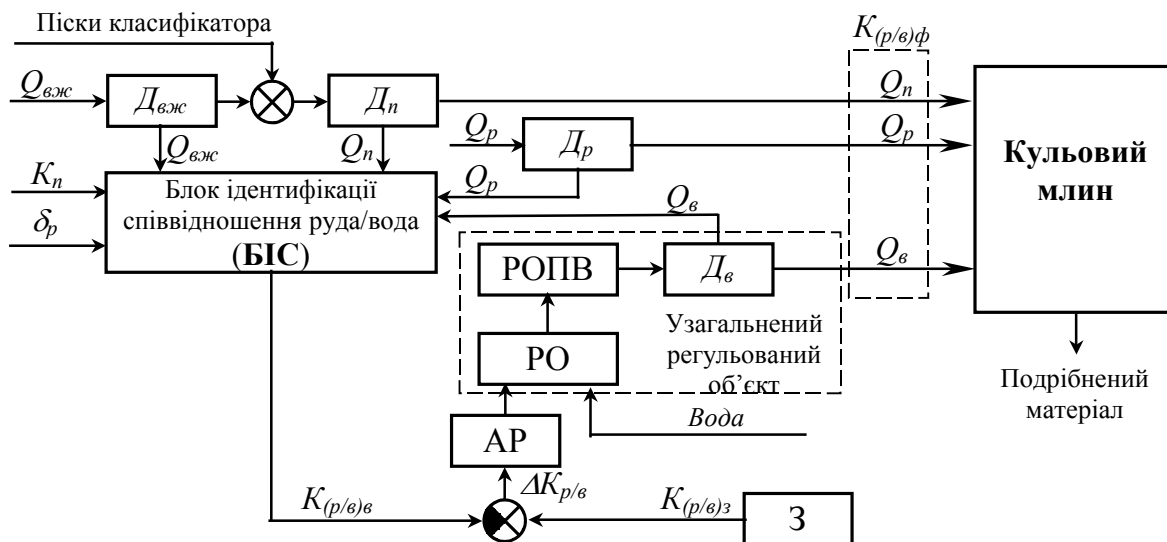


Рисунок 1 – Схема узагальненого регульованого об'єкта подачі води в кульовий млин з блоком ідентифікації співвідношення руда/вода та автоматичним регулятором розрідження пульпи

На вхід блока ідентифікації співвідношення руда/вода БІС поступають сигнали датчика D_n витрати пульпи Q_n , датчика D_p витрати руди Q_p , датчика $D_в$ витрати води $Q_в$, які є випадковими функціями в результаті дії внутрішніх і зовнішніх перешкод. Зокрема, на витрату пульпи Q_n в пісковому жолобі класифікатора впливають завантаження кульового млина, режим класифікації, подрібнюваність і крупність руди, характер розвантаження та руху пісків. Оскільки перешкоди накладаються на корисні

сигнали, вихідна величина даної системи автоматичного регулювання буде випадковим процесом – випадковою функцією часу [3]. Випадковим процесом буде і керуюче діяння $\Delta K_{p/с}$. Зважаючи на те, що система автоматичного регулювання співвідношення руда/вода знаходиться під впливом випадкових діянь, її слід досліджувати статистичними методами. В таких системах критерієм якості є середньоквадратична похибка [4].

Враховуючи те, що випадковий процес формується в інформаційній частині системи, дослідимо блок ідентифікації співвідношення руда/вода (БІС). Він має шість входів і один вихід. На три входи подаються незмінні сигнали – $Q_{вж}$, K_n , δ_p . Інші три величини мають перешкоди і змінюються як випадкові функції часу – це Q_v , Q_p , Q_n . Таким чином, БІС являє собою багатоканальну динамічну систему, яка в загальному випадку має кілька вхідних функцій, по яким необхідно отримати кілька функцій на виході [5]. Рахуючи БІС лінійною системою, вихідні функції $Y_j(t)$ можна визначити через вхідні функції $X_i(t)$ у вигляді співвідношень [5].

$$Y_j(t) = \sum_{i=1}^n \int_0^t l_{ji}(t-t_1) X_i(t_1) dt_1, \quad (2)$$

де t – верхня границя інтегрування, що відповідає умовам, коли надходження реалізацій випадкових функцій $X_i(t)$ розпочинається одночасно з ввімкненням системи;

n – число вхідних величин;

$l_{ji}(t-t_1)$ – вагові функції, які у випадку стаціонарних систем дорівнюють $l_{ji}(t-t_1)$.

Формула (2) показує, що для кожного виходу системи необхідно визначати n вагових функцій $l_{ji}(t-t_1)$, а вся їх сукупність для багатоканальної системи такого виду з m виходами складає nm .

В конкретному випадку маємо багатоканальну систему, коли різні вхідні величини використовують для отримання з найбільшою точністю однієї вихідної величини. Тоді залежність (2) стане більш простішою. В цілому для БІС необхідно враховувати і той факт, що серед вхідних сигналів є як випадкові функції часу, так і незмінні в часі константи. Тому розглянемо проходження через БІС будь-яких сигналів. Оскільки БІС є лінійною системою і здійснює лінійні перетворення над кожною з вхідних величин, для нього справедливий принцип суперпозиції. У відповідності з принципом суперпозиції лінійному поєднанню будь-яких вхідних сигналів відповідає та ж лінійна комбінація відповідних вихідних сигналів [6]. Це дозволяє розглядати окремо ефект впливу на вихідну величину БІС випадкових функцій часу і констант, які в часі не змінюються.

Для визначення впливу випадкових функцій часу на вихідну величину БІС перетворимо залежність (2) у відповідності з однією вихідною величиною. Вона прийме вигляд

$$K_{(p/с)BB\Sigma} = \sum_{i=1}^3 \int_0^t l_i(t-t_1) X_i(t_1) dt_1, \quad (3)$$

або

$$K_{(p/с)BB\Sigma} = \int_0^t l_p(t-t_1) Q_p(t) dt + \int_0^t l_n(t-t_1) Q_n(t) dt + \int_0^t l_v(t-t_1) Q_v(t) dt, \quad (4)$$

де $l_p(t-t_1)$, $l_n(t-t_1)$, $l_v(t-t_1)$ – відповідно вагові функції по витраті руди, пульпи у пісковому жолобі та води у кульовий млин.

Враховуючи, що вагова функція дорівнює зворотному лапласівському зображенню передавальної функції динамічної системи [7], знайдемо їх для БІС по кожній вхідній величині. БІС реалізує алгоритм ідентифікації, який полягає у виконанні арифметичних операцій. Якщо він реалізований на аналогових безінерційних

елементах, то являє собою підсилювальну ланку, яка характеризується передавальним коефіцієнтом по кожній вхідній величині – K_{Q_p} , K_{Q_n} , K_{Q_e} . Оскільки для підсилювальних ланок передавальні коефіцієнти дорівнюють передавальним функціям, а їх зворотні лапласівські зображення – передавальним коефіцієнтам, вагові функції у (4) відповідно будуть дорівнювати – K_{Q_p} , K_{Q_n} , K_{Q_e} . Зважаючи на те, що передавальні коефіцієнти лінійних елементів є величинами незмінними і що сталі можна виносити за знак інтеграла, рівняння (4) подамо у вигляді

$$K_{(p/e)BB\Sigma} = K_{Q_p} \int_0^t Q_p(t) dt + K_{Q_n} \int_0^t Q_n(t) dt + K_{Q_e} \int_0^t Q_e(t) dt. \quad (5)$$

Оскільки інтегрування та множення на сталу є лінійними операціями, в (5) праворуч будемо мати три нові випадкові функції, які однозначно характеризуються вхідними випадковими процесами.

Виходячи з принципу суперпозиції та його умови про те, що сумі будь-яких кількох вхідних збурень відповідає сума відповідного числа вихідних змінних [6], можна визначити результуючий вплив вхідних змінних констант на вихідний сигнал БІС. Він буде дорівнювати

$$K_{(p/e)BK\Sigma} = \sum_{i=1}^3 K_i X_{K_i} \quad (6)$$

або

$$K_{(p/e)BK\Sigma} = K_{Q_{\text{вж}}} Q_{\text{вж}} + K_{K_n} K_n + K_{\delta_p} \delta_p, \quad (7)$$

де $K_{Q_{\text{вж}}}$, K_{K_n} , K_{δ_p} – відповідно передавальні коефіцієнти по витраті води в пісковий жолоб класифікатора, вмісту вологи в пісках класифікатора, густині руди.

Отже, можна стверджувати, що вихідний сигнал БІС містить постійну складову, яка характеризує вплив витрати води в пісковий жолоб, вмісту вологи в пісках класифікатора та густини руди, і три випадкових процеси, еквівалентні дії випадкових функцій часу на вході – зміни витрати руди $Q_p(t)$, пульпи $Q_n(t)$ та води $Q_e(t)$.

Випадкові процеси на вході БІС формуються незалежно один від одного, вони фізично ніяк не зв'язані один з одним, тому є незалежними. Враховуючи, що математичне сподівання інтеграла від випадкової функції дорівнює інтегралу від її математичного сподівання [8], відповідно для випадкових функцій (5) можливо по математичним сподіванням вхідних сигналів $Q_p(t)$, $Q_n(t)$, $Q_e(t)$ знайти їх математичні сподівання $m_p(t)$, $m_n(t)$, $m_e(t)$. Оскільки при додаванні до випадкової функції не випадкового доданка до її математичного сподівання додається та ж не випадкова величина [8], усталене значення вихідного сигналу на виході БІС можна подати як суму

$$K_{(p/e)e} = K_{(p/e)BK\Sigma} + m_p(t) + m_n(t) + m_e(t). \quad (8)$$

Ця не випадкова величина $K_{(p/e)e}$ характеризує сигнал на виході БІС і може бути знайденою за відповідними передавальними коефіцієнтами, незмінними в часі сигналами на вході та математичними сподіваннями випадкових функцій $Q_p(t)$, $Q_n(t)$, $Q_e(t)$.

Дисперсія сигналу $K_{(p/e)e}$ (8) характеризує похибку ідентифікації співвідношення руда/вода, вона в основному викликана випадковими процесами на вході БІС. Дисперсії складових вихідного сигналу БІС можна отримати по їх кореляційним функціям. Кореляційна функція суми некорельованих випадкових функцій дорівнює сумі кореляційних функцій складових [9]. Оскільки випадкові процеси на виході БІС являють собою інтеграли від відповідних вхідних випадкових функцій (5), то кореляційні функції складових вихідного сигналу можна отримати шляхом подвійного

інтегрування кореляційної функції вхідних випадкових функцій [8]. Тоді результуюча кореляційна функція вихідного сигналу БІС буде дорівнювати

$$K_{K_{(p/e)}}(t_1 t^1) = K_p(t_1 t^1) + K_n(t_1 t^1) + K_e(t_1 t^1), \quad (9)$$

де $K_p(t_1 t^1)$, $K_n(t_1 t^1)$, $K_e(t_1 t^1)$ – відповідно кореляційні функції складових вихідного сигналу БІС.

Поклавши у виразі (9) $t = t^1$, отримаємо дисперсію вихідного сигналу БІС. Складові дисперсії залежать не лише від дисперсій вхідних випадкових процесів, а і від параметрів їх кореляційних функцій.

Таким чином, знаючи кореляційні функції вхідних випадкових процесів, можливо оцінити дисперсію вихідного сигналу БІС, яка характеризує точність ідентифікації співвідношення руда/вода на вході у кульовий млин.

Модель БІС отримана при допущенні, що система ідентифікації співвідношення руда/вода є лінійною. Зважаючи на це, необхідно перевірити її на лінійність. Оцінка степені нелінійності достатньо складна і значно ускладнюється для багатовимірних систем, а строга перевірка гіпотези лінійності відпрацьована практично лише для систем з однією вхідною і вихідною величинами і, як правило, вимагає проведення експерименту [3]. Зважаючи на це, здійсимо перевірку на лінійність безпосередньо по виду статичних характеристик БІС.

Визначимо статичні характеристики БІС відповідно алгоритму ідентифікації (1).

Статичні характеристики БІС отримувалися в процесі комп'ютерного моделювання технологічного процесу подрібнення в кульовому млині МШЦ. Моделювання здійснювалося стосовно робочої точки на характеристиках, яка відповідає показникам: $Q_p = 240$ т/год; $K_{p/e} = 4,3$; $K_n = 0,12$; $\delta_p = 3,3$ т/м³; $Q_{вж} = 24,3$ т/год; $Q_{цн} = 125\%$ Q_p ; $\delta_e = 1,0$ т/м³; $Q_e = 65,28$ м³/год.

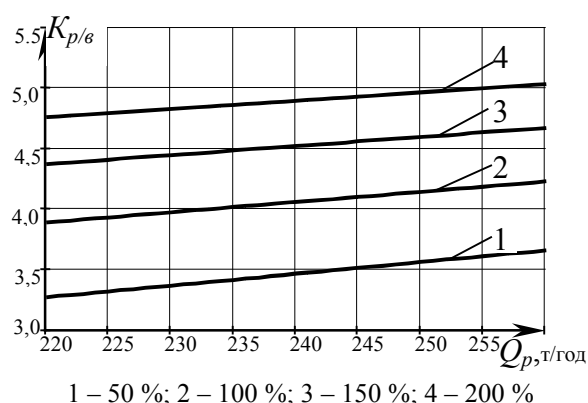


Рисунок 2 – Залежність співвідношення руда/вода $K_{p/e}$ від масової витрати руди Q_p в кульовий млин в усталеному режимі роботи при різних значеннях циркулюючих навантажень

На рис. 2 приведені залежності співвідношення руда/вода на вході кульового млина від масової витрати руди в усталеному режимі при різних значеннях циркулюючого навантаження, якому надавались рівні – 50%, 100%, 150% і 200% номінального навантаження млина $Q_p = 240$ т/год. З рис. 2 видно, що при всіх циркулюючих навантаженнях співвідношення руда/вода зростає лінійно при збільшенні витрати руди в млин. З залежностей, зображених на рис. 3, витікає, що співвідношення руда/вода лінійно змінюється від витрати води в пісковий жолоб класифікатора, вмісту вологи в пісках, густини руди при

будь-яких значеннях циркулюючого навантаження.

На рис. 4 показані статичні характеристики БІС по зміні об'ємної витрати пульпи в пісковому жолобі класифікатора та води в кульовий млин при різній масовій витраті вихідної руди. З даних графіків видно, що вихідна величина БІС під впливом цих параметрів змінюється нелінійно. Отже, блок ідентифікації співвідношення руда/вода в цілому є не строго лінійною системою.

Не строго лінійні системи в певних межах допускають лінеаризацію. Прийом наближеної лінеаризації диференціальних рівнянь широко використовують в теорії похибок динамічних систем. Якщо випадкові функції на вході системи достатньо малі, то практично будь-яка система може розглядатися в межах цих малих відхилень як

наближено лінійна [8]. Зважаючи на значні відхилення випадкових процесів, особливо $Q_n(t)$, від математичного сподівання, БІС не можливо визнати лінійною системою з наступною оцінкою дисперсії вихідного сигналу по отриманим залежностям. Тому БІС необхідно розглядати як нелінійну систему перетворення інформації.

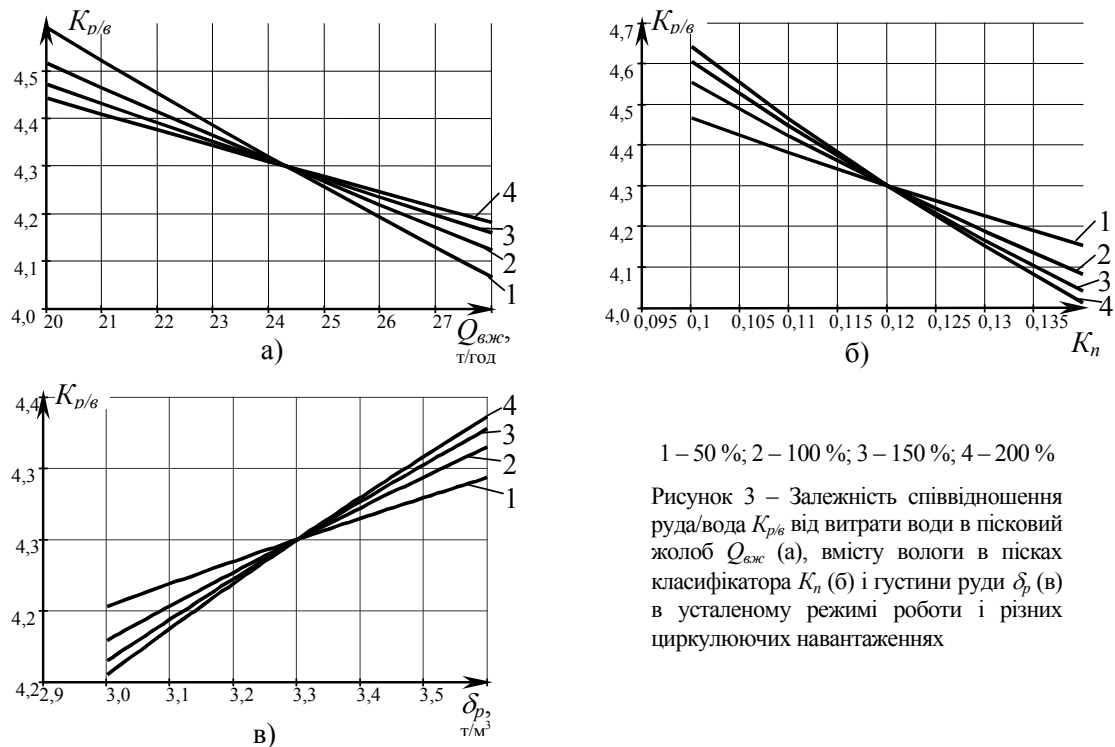


Рисунок 3 – Залежність співвідношення руда/вода $K_{p/в}$ від витрати води в пісковий жолоб $Q_{вжс}$ (а), вмісту вологи в пісках класифікатора K_n (б) і густини руди δ_p (в) в усталеному режимі роботи і різних циркулюючих навантаженнях

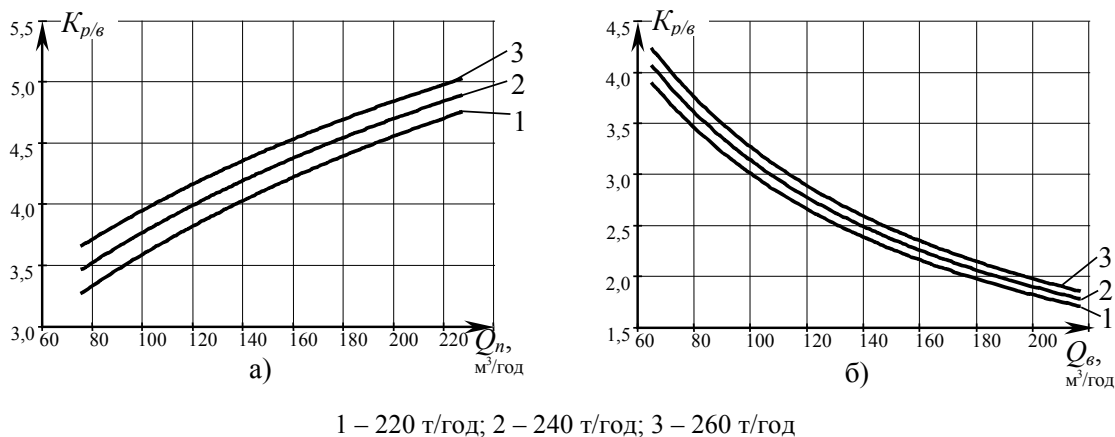


Рисунок 4 – Залежність співвідношення руда/вода $K_{p/в}$ від об'ємної витрати пульпи Q_n в пісковому жолобі класифікатора (а) і об'ємної витрати води $Q_в$ в кульовий млин (б) в усталеному режимі роботи при різній масовій витраті вихідної руди

Дослідження нелінійних динамічних систем є значно більш складною задачею, порівняно з дослідженням лінійних систем. Здебільшого відпрацьовані підходи дослідження так званих “зведених нелінійних систем” і “незведених нелінійних систем”, однак БІС не може бути приведеним до таких систем, оскільки в ньому не можливо вичленувати лінійну і нелінійну частини [5]. Одна з можливостей ідентифікації нелінійних систем полягає у використанні дисперсійних методів, які оперують математичними сподіваннями, кореляційними і дисперсійними функціями [3]. Дані методи базуються на стаціонарності випадкових функцій, причому поняття

стаціонарності в широкому розумінні недостатньо при ідентифікації нелінійних систем, додатково висуваються вимоги стаціонарності в дисперсійному розумінні [3]. Оскільки вихідний сигнал БІС містить інтеграли від вхідних випадкових функцій, а інтеграл від стаціонарної функції властивістю стаціонарності не володіє [5], в досліджуваній інформаційній системі умова стаціонарності не виконується і описати її з певним наближенням як нелінійну систему немає можливості.

Ще більш важливішою є задача забезпечення мінімуму середньої квадратичної помилки вихідного сигналу БІС. Такі задачі добре відпрацьовані в теорії лінійних систем автоматичного регулювання, що знаходяться під випадковими впливами [4]. Їх також реалізують в інформаційній техніці при кількох вхідних випадкових функціях [5]. В даному випадку забезпечити мінімум середньої квадратичної помилки вихідного сигналу БІС не можливо не стільки в наслідок нелінійності, скільки зважаючи на неможливість змінювати структуру і параметри БІС, які реалізують розроблений алгоритм ідентифікації співвідношення руда/вода. Тому єдиним підходом підвищення точності визначення співвідношення руда/вода на вході у кульовий млин є вплив на характеристики випадкових процесів – фільтрація випадкових сигналів перед подачею на вхід БІС [2].

Таким чином, забезпечити необхідну точність визначення співвідношення руда/вода на вході у кульовий млин можливо лише впливом на характеристики випадкових процесів, тобто, фільтрацією випадкових сигналів перед подачею на вхід блока ідентифікації співвідношення. Особливо це стосується сигналу витратоміра пульпи у піщовому жолобі та витратоміра вихідної руди.

Отримані результати досліджень відкривають перспективу розробки заходів фільтрування сигналів, що є випадковими процесами в даній системі, з метою забезпечення необхідної точності ідентифікації співвідношення руда/вода в кульовому млині, який працює у замкнутому циклі з механічним спіральним класифікатором.

Список літератури

1. Козин В.З., Тихонов О.Н. Опробование, контроль и автоматизация обогатительных процессов. – М.: Недра, 1990. – 343 с.
2. Кондратець В.О., Сербул О.М. Комп'ютерно інтегрована система автоматичного управління співвідношенням руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням //Академический вестник. – 2006. – № 17-18. – С. 37-41.
3. Бессонов А.А., Свердлов Л.З. Методы статистического анализа погрешностей устройств автоматики. – Л.: Энергия, 1974. – 144 с.
4. Попович М.Г., Ковальчук О.В. Теорія автоматичного керування. – К.: Либідь, 1997. – 544 с.
5. Свешников А.А. Прикладные методы теории случайных функций. – М.: Наука, 1968. – 464 с.
6. Основы автоматического управления /Под ред. В.С. Пугачева – М.: Наука, 1968. – 680 с.
7. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. – М.: Машгиз, 1962. – 628 с.
8. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
9. Пугачев В.С. Введение в теорию вероятностей. – М.: Наука, 1968. – 368 с.

В статье приведены результаты теоретических исследований стохастической САР разжижения пульпы в шаровых мельницах с циркулирующей нагрузкой. Показано, что обеспечить необходимую точность определения соотношения руда/вода на входе шаровой мельницы возможно только фильтрацией случайных сигналов расходомера пульпы в песковом желобе классификатора и исходной руды перед подачей на вход блока идентификации данного технологического параметра.

In article are brought results of the theoretical researches stochastic SAR dilutions of the pulp in ball mill with circulating load. It is shown that to provide necessary accuracy of the determination the correlation ore/water at the input ball mill possible only filtering casual signal device of consumption pulps in sand chute classifier and source ore before presenting on entering the block of identifications this technological parameter.

**В.В. Сидоренко, проф., д-р техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд.техн.наук,
Д.І. Петренко, інженер**
Кіровоградський національний технічний університет

Обґрунтування ширини робочого каналу пруткового барабану відцентрово-пневматичного сепаратора зерна

У роботі наведені результати теоретичних досліджень умов защемлення зерна при переміщенні по зовнішній поверхні пруткового барабану відцентрово-пневматичного сепаратора зерна.
відцентрово-пневматична машина, умова защемлення, прутковий барабан

Очищення зерна від сторонніх домішок у короткі строки – одна з найважливіших і найбільш трудомістких операцій при його виробництві. При якісному і своєчасному очищенні продовольчого і фуражного зерна підвищуються його поживні і смакові властивості. При сівбі якісно очищеним насінням знижується засміченість полів, підвищується схожість насіння і врожайність.

В сучасних високопродуктивних зерноочисних машинах широкого розповсюдження набули робочі органи з прутковою поверхнею [2, 3, 4]. Одне з основних питань використання таких робочих органів – защемлення часток матеріалу між каналами, утвореними прутками. Правильний підбір розмірів прутків та щілин між ними дозволяє відмовитись від застосування додаткових очисних пристроїв. З цією метою розглянемо умову защемлення зерна при русі по зовнішній поверхні пруткового барабану відцентрово-пневматичного сепаратора зерна [1, 5].

Аналіз умов руху зерна по поверхні пруткового барабану відцентрово-пневматичного сепаратора показує, що при переміщенні між двох прутків круглого профілю часток, близьких за розмірами з шириною робочих каналів під дією інерційних сил та аеродинамічної сили, може відбуватись защемлення зерна за рахунок зростання сил реакції прутків на частку (рис.1). При цьому сила реакції тим більша, чим ближчі розміри часток до ширини каналу. Отже частина очищеного продукту, що має зійти з решета, защемиться у каналі, що знижує економічну ефективність від використання сепаратора.

Для виключення можливості защемлення повноцінного зерна сходової фракції, необхідно зменшити ширину робочих каналів циліндричного барабану з прутковою поверхнею до такого розміру l , при якому сила реакції N з боку прутків діаметра d_{np} на частинки мінімального розміру фракції зернового матеріалу d_e , не досягне критичної величини.

Розглянемо дію сил на частку при її знаходженні між двох прутків (рис.2).

Умова защемлення матиме вигляд:

$$m \cdot g \cdot \cos \alpha + m \cdot \kappa_n \cdot (v \cdot \cos \alpha - u)^2 \cdot \sin \alpha \geq 2 \cdot N \cdot \sin \beta +$$

$$+ m \cdot R \cdot \omega^2 + 2 \cdot f \cdot N \cdot \sin \beta, \quad (1)$$

де N - сила реакції прутків на зерно, Н;

β – кут заходу частинки в канал між прутками, град;

u – швидкість повітряного потоку, м/с.

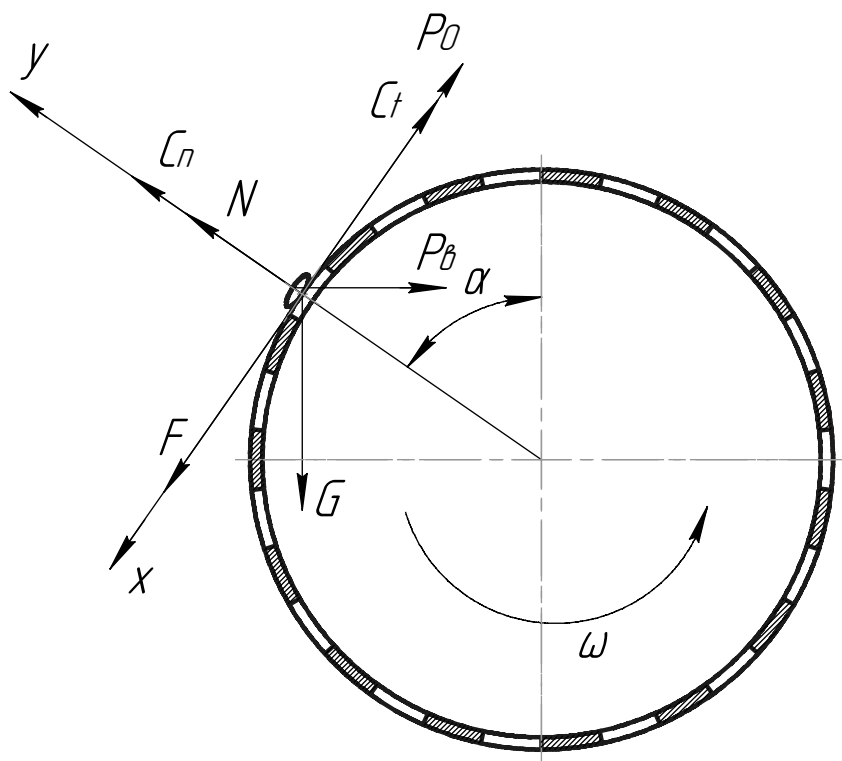


Рисунок 1 – Схема сил, які діють на частку при русі по зовнішній поверхні пруткового барабану відцентрово-пневматичного сепаратора

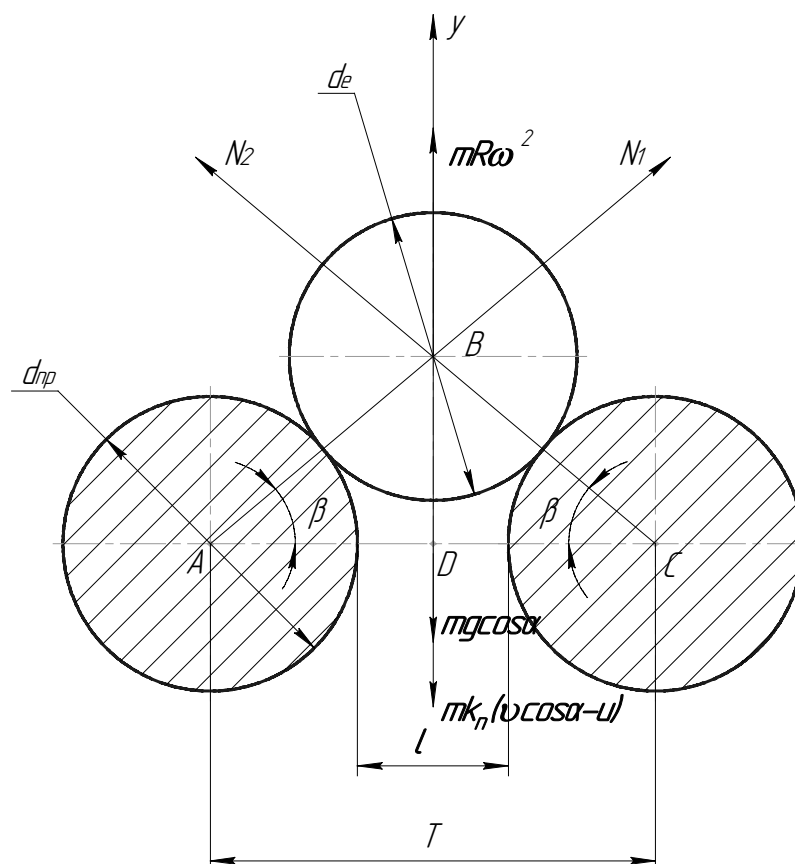


Рисунок 2 – Схема сил, що стискають зерно під час руху по прутковій поверхні циліндричного барабану

Очевидно, що кут заходу частинки β залежить від розміру частинки d_e , діаметрів прутків, що утворюють канали d_{np} і ширини каналу l .

З трикутника ABC

$$\beta = \arccos \frac{d_{np} + l}{d_{np} + d_e}. \quad (2)$$

Умова защемлення прийме вигляд:

$$N \geq \frac{m \cdot g \cdot \left(\cos \alpha + \frac{\kappa}{g} \cdot (v \cdot \cos \alpha - u)^2 \cdot \sin \alpha - K \right)}{2 \cdot (1 + f) \cdot \sin \left(\arccos \frac{d_{np} + l}{d_{np} + d_e} \right)}, \quad (3)$$

де $\frac{R \cdot \omega^2}{g} = K$ - показник кінематичного режиму роботи сепаратора.

З отриманого виразу можна визначити ширину робочого каналу та діаметр прутків d_{np} циліндричного барабану з прутковою поверхнею відцентрово-пневматичного сепаратора, які забезпечать незашемлення частинок заданого розміру сходової фракції при різних параметрах циліндричного барабану і режимах роботи.

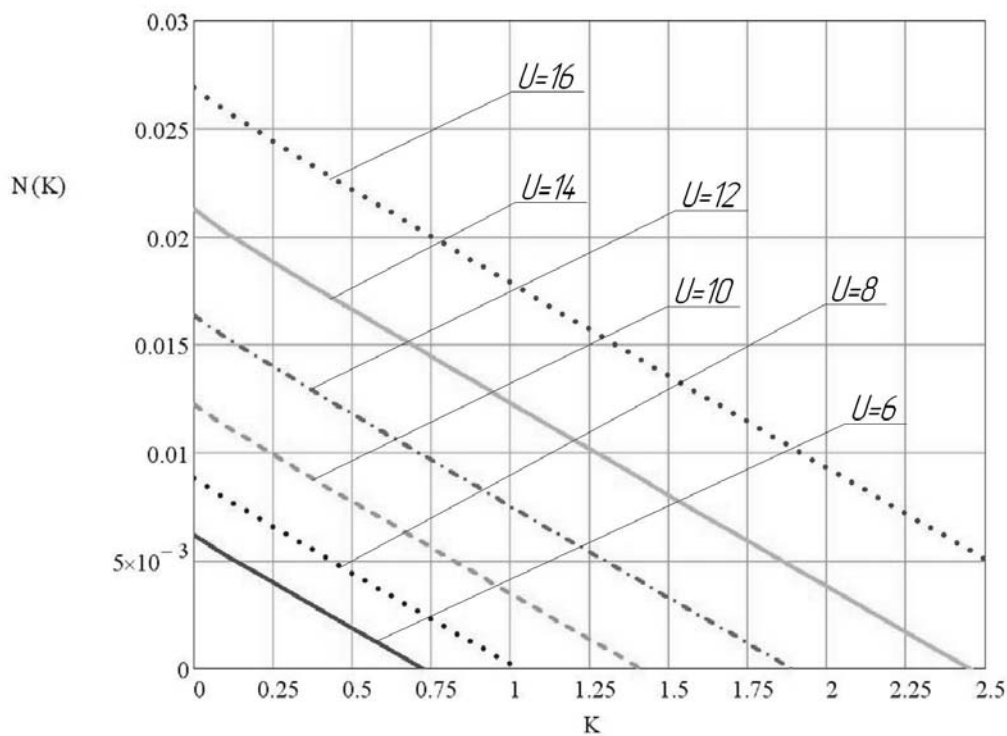


Рисунок 3 – Графік залежності сили защемлення N , N від показника кінематичного режиму пруткового барабану K та швидкості повітряного потоку u , м/с

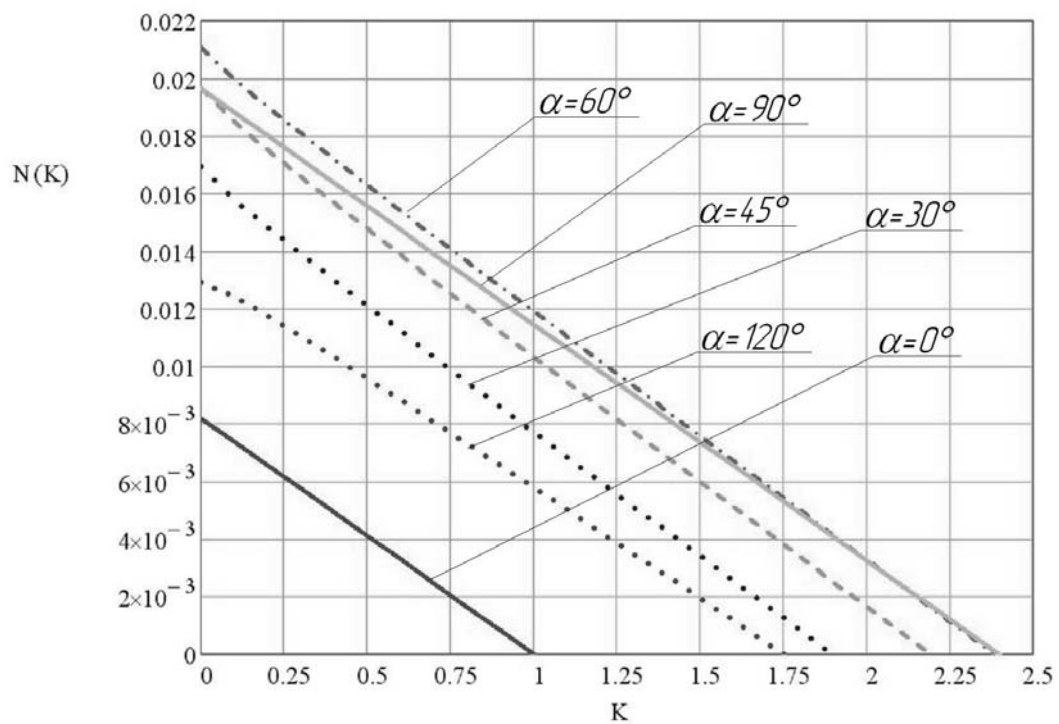


Рисунок 4 – Графік залежності сили защемлення N , Н від показника кінематичного режиму пруткового барабану K та кута переміщення частки α , град.

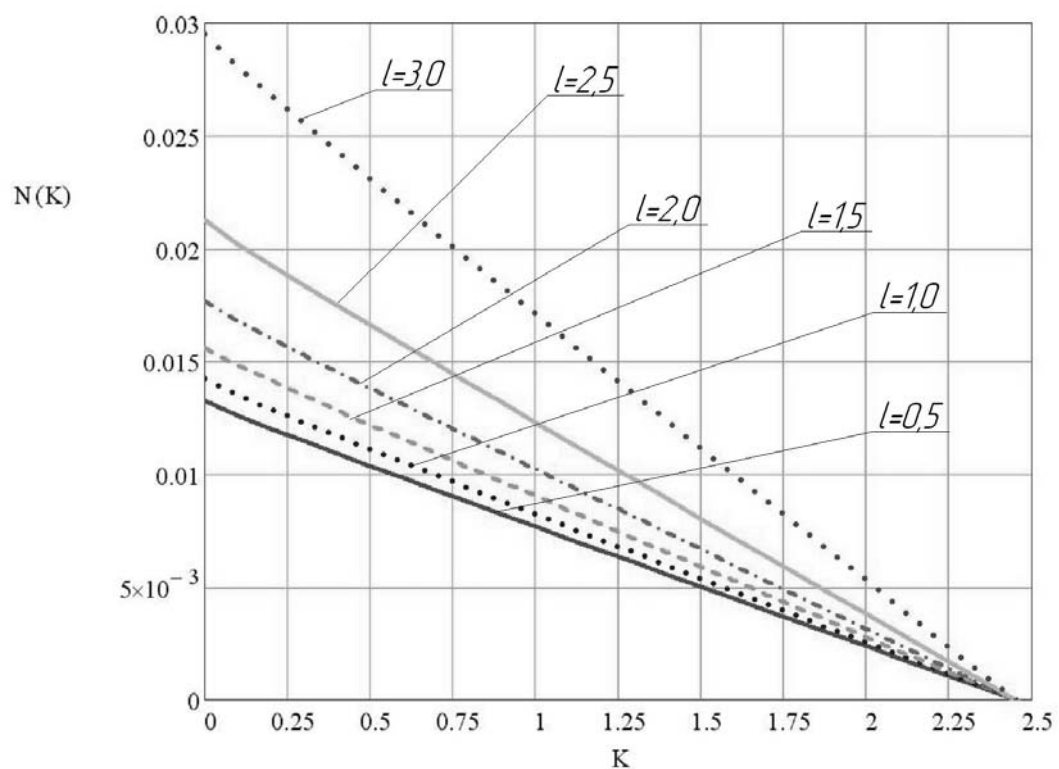


Рисунок 5 – Графік залежності сили защемлення N , Н від показника кінематичного режиму пруткового барабану K та ширини робочого каналу l , мм

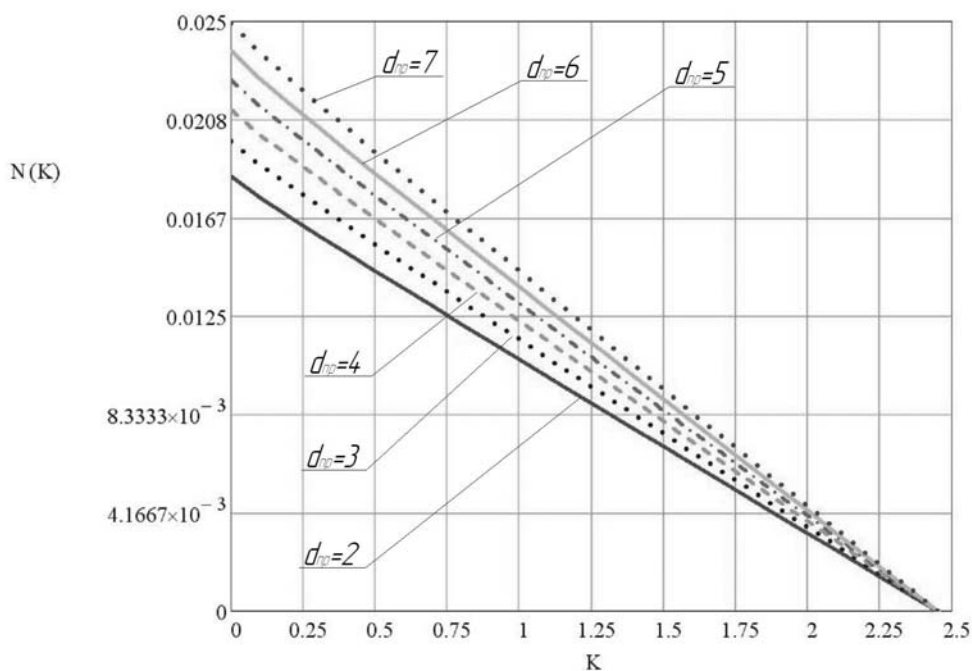


Рисунок 6 – Графік залежності сили защемлення N , Н від показника кінематичного режиму пруткового барабану K та діаметру прутків $d_{пр}$, мм

Отримані графіки (рис.3, рис.4, рис.6) показують, що сила защемлення збільшується при підвищенні швидкості повітря у каналі, збільшенні ширини каналу між прутками та діаметрів прутків. Як видно з графіків (рис.5) сила защемлення має найбільше значення при наближенні до горизонтального діаметра, тобто коли $\alpha \rightarrow 90^\circ$. Графіки (рис.3-6) виявляють залежність сили защемлення від показника кінематичного режиму. Вони показують, що при відповідних раціональних кінематичних режимах сила защемлення наближається до нуля, і відповідно немає необхідності у додаткових очисних пристроях.

Список літератури

1. Бурков А.И., Сычугов Н.П. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание. – Киров: НИИСХ Северо-Востока, 200.-261с.
2. Авдеев Н.Е. Новый принцип сепарирования зернистых материалов // Механизация и электрификация сельского хозяйства.-1987.-№10.-С. 24-27.
3. Пат. 24700 А Україна МКИ В 07 В 13/04. Решітковий сепаратор / М.І. Васильковський, О.М.Васильковський, П.Г. Лузан, І.М. Осипов. (Україна).-№9706349; Заявл.24.06.97; Опубл. 04.08.98.-3с.
4. Тиц Э.Л. и др. Машины для послеуборочной поточной обработки семян.- М.: Машиностроение.- 1967.-447 с.
5. Васильковський О.М, Петренко Д.І. Аналіз закономірності руху частки по прутковому барабану відцентрово-пневматичного сепаратора зерна. – Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. //Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Вип.37, 2007,-С.109-115.

В работе приведены результаты теоретических исследований условий защемления зерна при перемещении по наружной поверхности пруткового барабана центробежно-пневматического сепаратора зерна.

The results of theoretical researches terms of jamming grain are in-process resulted at moving on an external surface small twig the drum of centrifugal-pneumatic separator of grain.

Експериментальне дослідження ефективності застосування кульових автобалансирів для зменшення вібрацій ручних шліфувальних машин

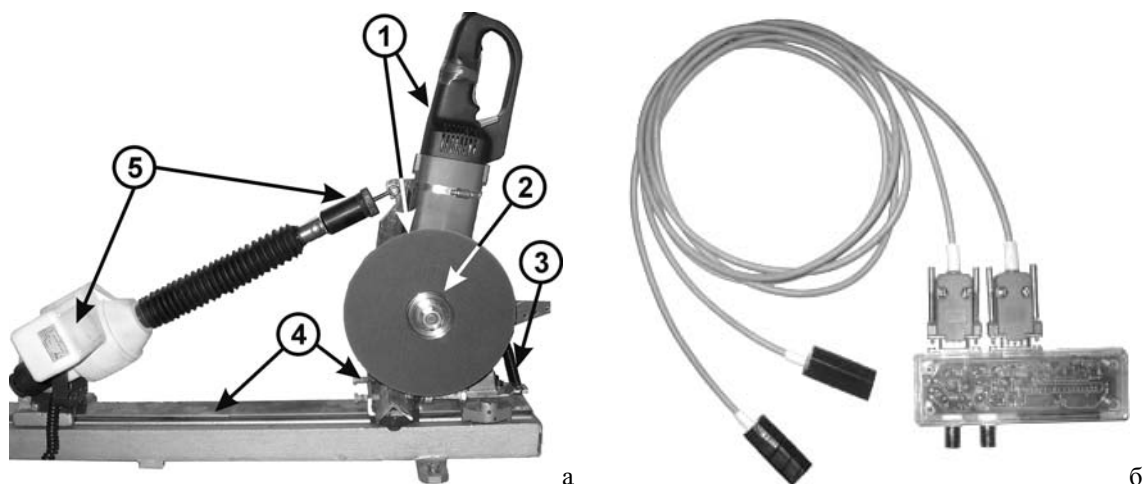
Для ручної шліфувальної машини (РШМ) Expert 230 експериментально досліджена ефективність застосування кульових автобалансирів (АБ) для зменшення вібрацій. Дослідження проведені на автоматичному стенді при різних режимах роботи РШМ. Ефективність роботи АБ оцінювалася за зменшенням середньоквадратичного віброприскорення і його складових, викликаних дисбалансами диска і якоря електродвигуна. Вібрації вимірювалися на корпусі РШМ.
ротор, автобалансир, зрівноважування, дисбаланс, ручна шліфувальна машина

Для зрівноваження на ходу дисків РШМ провідні виробники (Kress, Milwaukee, PROTOOL, FEIN) застосовують кульові АБ. Їх недоліком є використання мастила для розгону куль, неспокійний розгін і гальмування машини. У роботах [1-3] були запропоновані нові АБ з нерухомими й рухомими перегородками, вільні від вказаних недоліків. В роботі [1] були наведені алгоритми розрахунків основних параметрів як звичайних, так і запропонованих АБ, описаний стенд, призначений для дослідження динаміки РШМ з АБ. У роботі [4], для РШМ Expert 230 експериментально досліджений процес зрівноважування дисків різними типами кульових АБ на холостому ході РШМ, виявлені переваги у роботі нових АБ над звичайними. У цій роботі досліджуються вібраційні характеристики РШМ без АБ і з АБ у різних режимах роботи, оцінюється ефективність роботи АБ по зменшенню трьох вібрацій на корпусі машини – сумарної, від дисбалансу диска і від дисбалансу якоря електродвигуна.

Автоматичний стенд, на якому проводилися дослідження, створений для РШМ середньої й великої потужності (рис. 1, а). Він складається з РШМ 1, АБ 2, опори 3, універсальної станини 4, пристрою подачі (для різання) 5. Стенд дозволяє визначати частоту обертання диска за допомогою стробоскопа-тахометра, автоматично різати арматуру за допомогою пристрою подачі, спостерігати за відносними рухами куль за допомогою стробоскопа, фіксувати рух і положення куль відносно диска за допомогою відеокамери і фотоапарата, вимірювати віброприскорення й робити спектральний аналіз коливань РШМ за допомогою датчиків акселерометрів ММА7260Q (2х осьовий – 1,5g; 2g; 4g; 6g), ММА6231Q 2АХ (3х осьовий – 10g), які з'єднані з персональним комп'ютером через аналогово-цифрову плату осцилографа ADXL202 EB-232А з USB інтерфейсом.

Дослідження проводилися для РШМ Expert 230 мм (рис. 1, а). Вібрації вимірювалися відповідно до ГОСТ [6-12], але для усунення впливу віброізоляції ручки, що поглинає до 70% вібрацій (див. US PATENT №5170532, № 7252156.B2 та інші) датчики встановлювалися на корпусі РШМ.

Датчики акселерометри вимірюють віброприскорення у площині диска на корпусі машини (рис. 1). Під час проведення експериментів вимірялося віброприскорення (режим осцилографа) і розмахи та частоти складових коливань (режим спектрального аналізатора).



а – установка; б – аналогово-цифрова плата осцилографа з датчиками віброприскорення

Рисунок 1 – Дослідницький стенд

Нижче описуються проведені експерименти і одержані результати.

У експерименті 1 визначалися вібраційні характеристики РШМ до модернізації (до установки АБ) при роботі на холостому ходу у наступних конфігураціях (К):

- 1 – без диска й без фіксуючих фланців (рис. 2);
- 2 – з фіксуючими фланцями, алмазним відрізним диском Spitce 1A1RSS 230;
- 3 – з затискними фланцями, відрізним диском по металу LugaABRASIV 14A 40 T2 БУ.

Результати першого експерименту занесені у табл. 1.

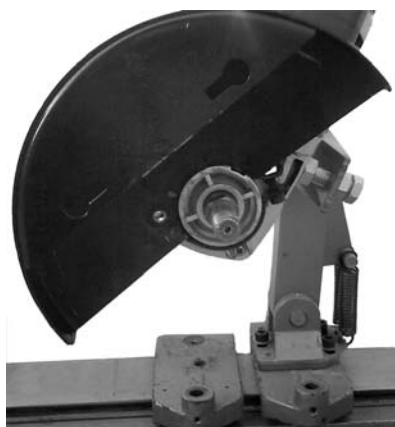


Рисунок 2 – РШМ на холостому ходу без диска

Таблиця 1 – Результати експеримента 1

К. №	Спектр (Гц) і інтенсивність коливань, мВ		Вібропри- скорення, м/с ²
	U_1 (95 Гц)	U_2 (380 Гц)	середньо квадратичні
1.	65	210	5,2
2.	405	270	11,2
3.	200	265	7,5

Було виявлено наявність двох складових коливань, перша – від дисбалансу диска (частота 95 Гц), друга – від дисбалансу якоря (частота 380 Гц) – рис. 3. По ним були підраховані середньоквадратичні значення віброприскорень. Обчислення проводилися відповідно до вимог ДСТ [6-7] за такими формулами.

Амплітуди віброприскорення

$$A_1 = k \cdot U_1 / 2, \quad A_2 = k \cdot U_2 / 2, \quad (1)$$

де $k = 0,067 \text{ мм}/(\text{с}^2 \cdot \text{мВ})$ - коефіцієнт переведу напруження у віброприскорення для датчика віброприскорень MMA6231Q 2AX із чутливістю 4g;

U_1 – розмах коливань віброприскорення на частоті обертання диску РШМ, мВ;

U_2 – розмах коливань віброприскорення на частоті обертання вала РШМ, мВ.

Середньоквадратичне значення віброприскорення

$$A_{r.m.s.} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} A_k^2} = \sqrt{\frac{1}{2} (A_1^2 + A_2^2)} . \quad (2)$$

Було встановлено, що:

- алмазний відрізний диск Spitce 1A1RSS 230 – незрівноважений по другому класу точності ДСТ [13];
- відрізний диск по металу LugaABRASIV 14A 40 T2 БУ – зрівноважений по другому класу точності ДСТ [13].

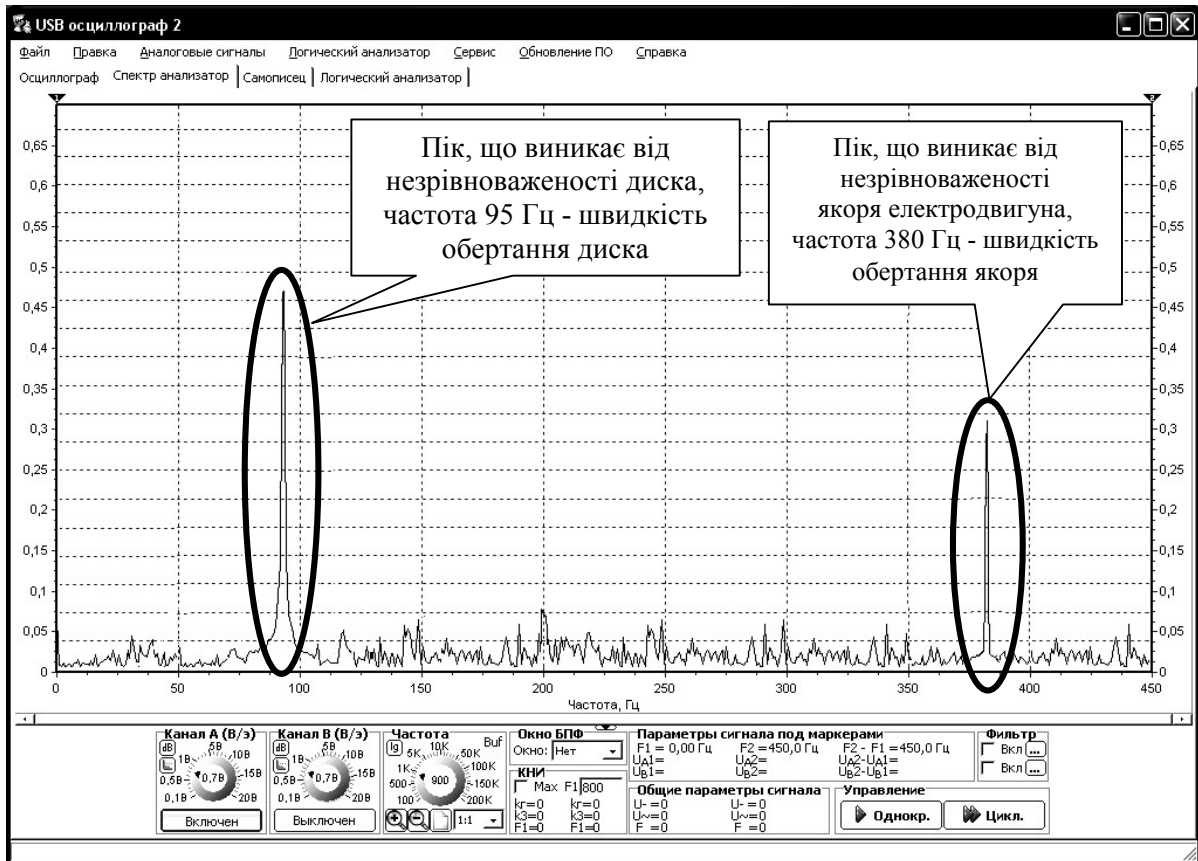


Рисунок 3 – Типовий спектральний аналіз вібрацій РШМ з незрівноваженим диском на холостому ходу

Також на універсальному стенді були перевірені РШМ великої потужності декількох провідних виробників (DWT 230 TT, STAYER SA 230, BOSCH GWS 20-230H) і було встановлено, що вони також мають дві істотні складові коливаль, перша – від дисбалансу диска, друга – від дисбалансу якоря (рис. 3).

Наступні експерименти порівнюють вібраційні характеристики РШМ до і після модернізації.

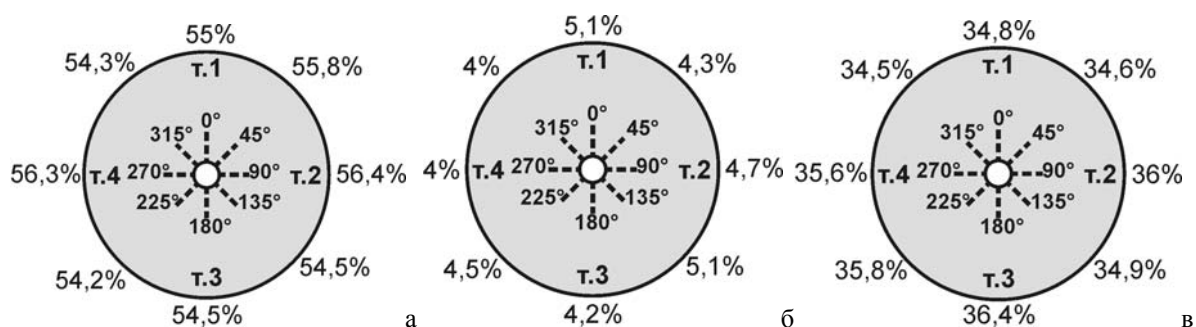
В експерименті 2 – досліджується ефективність роботи АБ при зрівноваженні алмазного відрізного диска (Spitce 1A1RSS 230) без додаткового дисбалансу на холостому ходу РШМ. На диск наноситься шкала кутів з кроком 45^0 (рис. 4). Диск послідовно встановлюється на РШМ з поворотом на 45^0 . Після кожної нової установки проводиться запуск РШМ на холостому ходу та визначаються вібраційні характеристики у таких конфігураціях: 1 – РШМ без АБ; 2 – РШМ з АБ.

За результатами експерименту було заповнено табл. 2 – стовпчик «Спектр та розмах коливаль», та заповнений стовпчик «Віброприскорення» за результатами розрахунків, проведених по формулам, що наведені вище.

Таблиця 2 – Результати експеримента 2

Гр.	К. №	Спектр і розмах коливань, мВ				Віброприскорення, м/с ²			
		U_1 (95 Гц)	U_1 еф-ть %	U_2 (380 Гц)	U_2 еф-ть %	амплі- туда A_1	амплі- туда A_2	середньо- квадратичні	еф-ть ср. кв. %
0° (Т.1)	1.	400	55	273	5,1	13,40	9,14	11,47	34,8
	2.	180		259		6,03	8,67	7,47	
45°	1.	405	55,8	279	4,3	13,56	9,34	11,65	34,6
	2.	179		267		5,99	8,94	7,61	
90° (Т.2)	1.	413	56,4	273	4,7	13,83	9,14	11,72	36
	2.	180		260		6,03	8,71	7,49	
135°	1.	404	54,5	273	5,1	13,53	9,14	11,55	34,9
	2.	183		259		6,13	8,67	7,51	
180° (Т.3)	1.	409	55,4	260	4,2	13,70	8,71	11,48	36,4
	2.	182		249		6,09	8,34	7,30	
225°	1.	413	54,2	263	4,5	13,83	8,81	11,59	35,8
	2.	189		251		6,33	8,40	7,44	
270° (Т.4)	1.	412	56,3	273	4	13,80	9,14	11,70	35,6
	2.	180		262		6,03	8,77	7,53	
315°	1.	405	54,3	271	4	13,56	9,07	11,54	34,5
	2.	185		260		6,19	8,71	7,55	

За результатами табл.2 побудовані діаграми ефективності застосування АБ – рис. 4.



а – від дисбалансу диска, б – від незрівноваженості якоря, в – середньоквадратичних

Рисунок 4 — Ефективність застосування АБ, розрахована по зменшенню віброприскорень

Встановлено зменшення АБ середньоквадратичних віброприскорень на 35,3%. АБ значно зменшує складову вібрацій від дисбалансу диску (55,2%) за рахунок приходу куль у положення, у якому вони зрівноважують дисбаланс, і дещо демпфірує складову коливань від незрівноваженості якоря (4,48%), через розсіювання енергії цих коливань при коливанні куль в околі положення, у якому вони зрівноважують диск.

Слід зазначити, що дисбаланс якоря зрівноважується коригувальними надрізами (рис. 5), проте якір має залишковий дисбаланс. Навіть зрівноважений якір вносить значну складову у віброприскорення, оскільки обертається у 4 рази швидше диска, а значить при однаковому дисбалансі з диском віброприскорення якоря буде в 16 разів більше.

У експерименті 3 – досліджується ефективність роботи АБ при зрівноваженні алмазного відрізного диска (Spitce 1A1RSS 230) на холостому ході РШМ.



Рисунок 5 – Якір РШМ з коригувальними надрізами

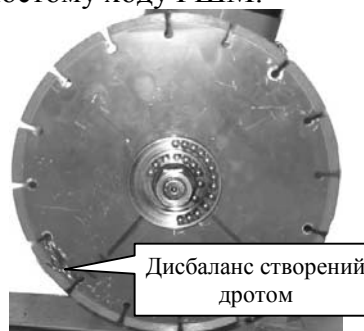


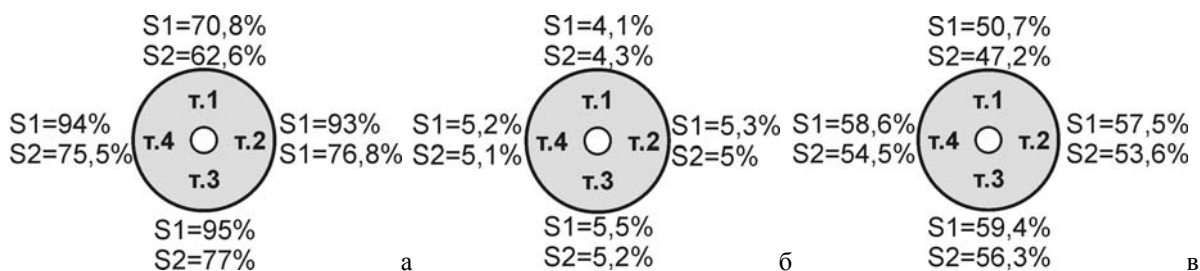
Рисунок 6 – Робота РШМ з диском, АБ та дисбалансом

Для цього на диску створюються дисбаланси $S_1=172 \text{ г}\cdot\text{мм}$, $S_2=517 \text{ г}\cdot\text{мм}$, шляхом встановлення точкових мас 1.5 г., 4.5 г. на відстані 115 мм від осі обертання (рис. 6).

На обод диска наносяться 4 точки з кроком 90° . Послідовно для кожної точки визначаються вібраційні характеристики РШМ у таких конфігураціях:

- 1 – робота РШМ з дисбалансом S_1 без АБ;
- 2 – робота РШМ з дисбалансом S_1 з АБ;
- 3 – робота РШМ з дисбалансом S_2 без АБ;
- 4 – робота РШМ з дисбалансом S_2 з АБ.

За результатами експерименту побудовані діаграми – рис. 7 (таблиця не наведена).



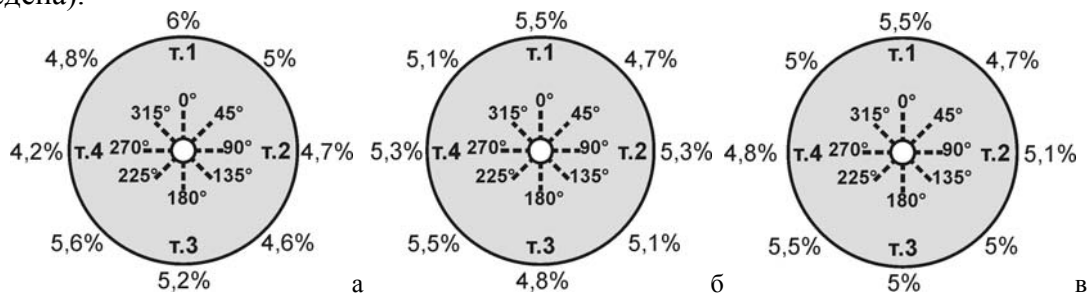
а – від дисбалансу диска, б – від незрівноваженості якоря, в – ефективність середньоквадратична

Рисунок 7 – Ефективність застосування АБ при різних дисбалансах (S_1, S_2)

Ефективність роботи АБ збільшується із зростанням незрівноваженості диска. Асиметрію ефективності роботи АБ можна пояснити початковим дисбалансом диска.

В експерименті 4 - досліджується ефективність роботи АБ при використанні відрізного диска по металу (LugaABRASIV 14A 40 T2 БУ) без додаткового дисбалансу на холостому ході у таких конфігураціях: 1 – без АБ; 2 – з АБ.

За результатами експерименту побудовані діаграми – рис. 8 (таблиця не наведена).



а – від дисбалансу диска, б – від незрівноваженості якоря, в – середньоквадратичних

Ефективність роботи АБ зменшується із зменшенням дисбалансу диска.

В експерименті 5 - досліджується ефективність роботи АБ при використанні зрівноваженого відрізного диска по металу (LugaABRASIV 14A 40 T2 БУ) з додатковим дисбалансом на холостому ходу. Дисбаланси $S_1=17$ г·мм, $S_2=22$ г·мм, $S_3=28$ г·мм створюються точковими масами 0,17 г., 0,22 г., 0,28 г., закріпленими на відстані 100 мм від осі обертання. Експерименти проводяться у таких конфігураціях:

- 1 – диск з дисбалансом S_1 , без АБ;
- 2 – диск з дисбалансом S_1 , з АБ;
- 3 – диск з дисбалансом S_2 , без АБ;
- 4 – диск з дисбалансом S_2 , з АБ;
- 5 – диск з дисбалансом S_3 , без АБ;
- 6 – диск з дисбалансом S_3 , з АБ.

За результатами п'ятого експерименту було заповнено табл. 3.

Таблиця 3 – Результати експеримента 3

К. №	Спектр і розмах коливань, мВ				Віброприскорення, m/s^2			
	U_1 (95 Гц)	U_1 еф-ть %	U_2 (380 Гц)	U_2 еф-ть %	амплі- туда A_1	амплі- туда A_2	середньо- квадратичні	еф-ть ср. кв. %
1.	550	89	270	5,5	18,42	9,04	14,51	57,2
2.	61		255		2,04	8,54	6,21	
3.	603	90	264	5,3	20,20	8,84	15,59	61
4.	59		250		1,97	8,37	6,08	
5.	658	89	263	5,3	22,04	8,81	16,78	63,6
6.	67		249		2,24	8,34	6,10	

Встановлено зменшення середньоквадратичних віброприскорень АБ на холостому ходу на 60,6%. АБ значно зменшує складову вібрацій від дисбалансу диска (89,3%) за рахунок приходу куль у положення, у якому вони зрівноважують дисбаланс, і дещо демпфірує складову коливань від незрівноваженості якоря (5,36%), через розсіювання енергії цих коливань при коливанні куль в околі положення, у якому вони зрівноважують диск.

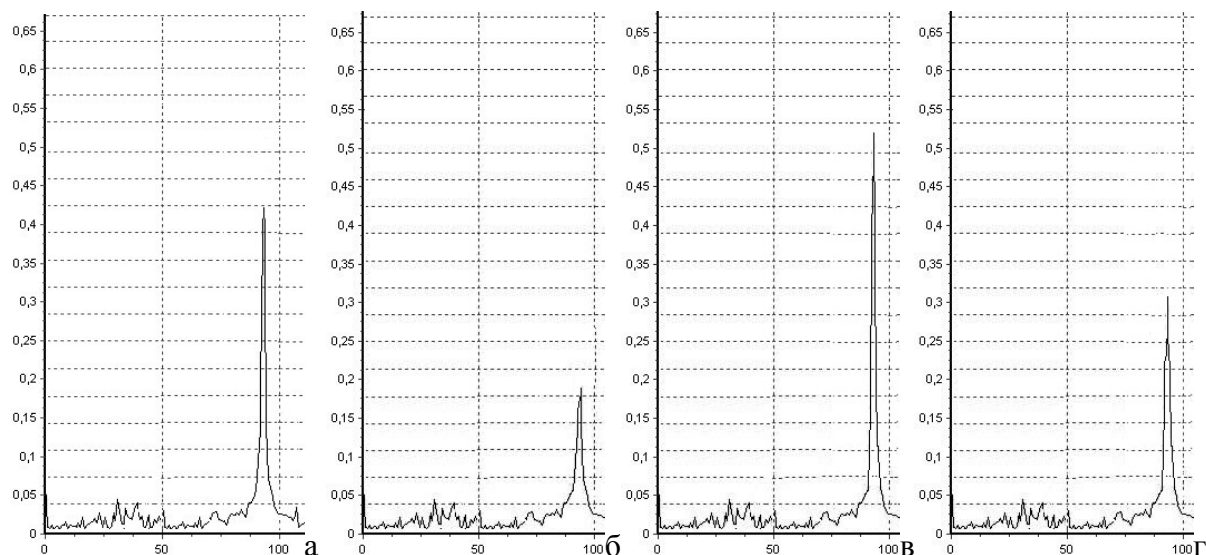
В експерименті 6 – досліджується ефективність роботи АБ при використанні зрівноваженого відрізного диска по металу (LugaABRASIV 14A 40 T2 БУ) з додатковим дисбалансом при різанні, результати наведені у табл. 4. Конфігурації описані у експерименті 5.

Таблиця 4 – Результати експеримента 6

К. №	Спектр і розмах коливань, мВ				Віброприскорення, m/s^2			
	U_1 (95 Гц)	U_1 еф-ть %	U_2 (380 Гц)	U_2 еф-ть %	амплі- туда A_1	амплі- туда A_2	середньо- квадратичні	еф-ть ср. кв. %
1.	500	40	264	5,3	16.75	8.84	13.39	30,9
2.	300		250		10.05	8.37	9.25	
3.	550	42	263	5,3	18.425	8.81	14.44	34,1
4.	315		249		10.553	8.34	9.51	
5.	600	46	264	5,3	20.1	8.84	15.52	38
6.	320		250		10.72	8.37	9.61	

Встановлено зменшення середньоквадратичних віброприскорень АБ при різанні на 34,3%. АБ значно зменшує складову вібрацій від дисбалансу диска (42,6%) за рахунок приходу куль у положення, у якому вони зрівноважують дисбаланс, і дещо демпфірує складову коливань від незрівноваженості якоря (5,3%), через розсіювання енергії цих коливань при коливанні куль в околі положення, у якому вони зрівноважують диск.

Типові співвідношення на спектральній діаграмі між пиками від дисбалансу диска при різних режимах роботи РШМ показані на рис. 9.



а – холостий хід РШМ без АБ, диск з дисбалансом, б – холостий хід РШМ з АБ, диск з дисбалансом, в – різання РШМ без АБ, диск з дисбалансом, г – різання РШМ з АБ, диск з дисбалансом

Рисунок 9 – Піки на спектральній діаграмі віброприскорень від дисбалансу диска

Загальні висновки:

1. У РШМ (зокрема Expert 230) є два істотних джерела вібрацій:
 - дисбаланс диска (частота 95 Гц - швидкості обертання диска);
 - дисбаланс якоря електродвигуна (частота 380 Гц - швидкість обертання якоря).
2. АБ зменшує віброприскорення РШМ двома способами:
 - як автобалансир - зменшує віброприскорення від дисбалансу диска за рахунок приходу куль у положення, у якому вони зрівноважують диск на 5÷95%, причому більша ефективність відповідає більшому дисбалансу диска;
 - як демпфер коливань – зменшує віброприскорення від дисбалансу якоря приблизно на 5% – за рахунок коливань куль із частотою обертання якоря з розсіюванням енергії.
3. Середньоквадратичні значення прискорень зменшуються на 5÷59%, причому більша ефективність відповідає більшому дисбалансу диска.

Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б., Коваленко О.В. Розрахунок параметрів автобалансирів для зрівноваження дисків ручних шліфувальних машин // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин", КНТУ, 2007. Вип. № 37.
2. Автобалансуючий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання - Пат. на корисну модель № 26788 У Україна, МПК G01M 1/38 / Г.Б.Філімоніхін, В.В. Яцун, О.В. Коваленко (Україна); КНТУ - № 200704757; Заявл. 27.04.2007; Опубл. 10.10.2007, Бюл.№16.

3. Автобалансуючий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання - Пат. на корисну модель № 35261 U Україна, МПК G01M 1/00 / Г.Б.Філімоніхін, В.В. Яцун, О.В. Коваленко (Україна); КНТУ - № 200804424; Заявл. 07.04.2008; Опубл. 10.09.2008, Бюл.№17.
4. Філімоніхін Г.Б., Коваленко О.В. Експериментальне дослідження процесу зрівноваження автобалансирами дисків ручних шліфувальних машин // Всеукраїнський н.-т. журнал „Вібрації у техніці та технологіях”. –2007. №3 (48), С. 118-123.
5. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Том 1. Колебание линейных систем. Москва, издательство «Машиностроение» 1978 .
6. ГОСТ Р 51376.1-99 Машины ручные. Измерение вибраций на рукоятках. Часть 1. Общие положения.
7. ГОСТ Р 51376.4-99: Машины ручные. Измерение вибраций на рукоятках. Часть 4. Машины шлифовальные. - М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000. - 12 с.
8. ГОСТ ИСО 5348-2002 - Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров.
9. ГОСТ ИСО 8041-2006 - Вибрация. Воздействие вибрации на человека. Средства измерений.
10. ГОСТ 21963-2002 - Круги отрезные. Технические условия.
11. ГОСТ 16181-82 - Круги алмазные шлифовальные. Технические условия.
12. BS EN 50144-1:1996 Safety of hand-held electric motor operated tools. Part 1: General requirements.
13. ГОСТ 22061-76. Машины и технологическое оборудование. Система классов точности и балансировки. - М.: Изд-во стандартов, 1984. - 134 с.

Для ручной шлифовальной машины (РШМ) Expert 230 экспериментально исследована эффективность применения шаровых автобалансиров (АБ) для уменьшения вибраций. Исследования проведены на автоматическом стенде для разных режимов работы РШМ. Эффективность работы АБ оценивалась по уменьшению среднеквадратического виброускорения и его составляющих, вызванных дисбалансами диска и якоря электродвигателя. Вибрации измерялись на корпусе РШМ.

Efficiency of ball autobalancer (AB) application for diminishing of vibrations for the hand polishing machine (HPM) Expert 230 is experimentally investigated. Researches are conducted on an automatic stand for the different modes of HPM operations. Work efficiency of AB was estimated on diminishing of root-mean-square vibroacceleration and his constituents, caused the disbalances of disk and anchor of electric motor. Vibrations were measured on the corps of HPM.

Технологія фрикційного формоутворення нероз'ємних вузлів

У статті викладено деякі теоретичні підходи до розробки технології фрикційного формоутворення нероз'ємних з'єднань деталей у вузли. Ця технологія останнім часом, привертає увагу як дослідників так і промисловців, дякуючи своїй енергоекономічності та простоті реалізації її технологічних схем.

тертя, робота, потужність тертя, розподіл енергії, система, нероз'ємні з'єднання, вузли

Вступ

У сільськогосподарському та побутовому машинобудуванні досить часто зустрічаються нероз'ємні з'єднання, які з успіхом можуть бути зварені тертям. Проте можливості технології фрикційного формоутворення (ТФФ) у цій царині значною мірою є “terra incognita” для конструкторів і тому при проектуванні вузлів, розраховані на використання ТФФ, в конструкціях машин пропонуються порівняно рідко. Однією з причин є те, що інформації щодо використання технології фрикційного формоутворення при виготовленні нероз'ємних з'єднань дуже мало. Певною пересторогою є також недовіра до надійності та нерозуміння технологічності та економічної ефективності таких з'єднань. З другого боку, зростаюча необхідність економії ресурсів змушує шукати нові підходи в цьому напрямку.

Механічній роботі, яка виконується при переборенні сил сухого тертя ковзання, машинобудівниками завжди приділялась значна увага, оскільки це пов'язано зі зносом деталей, довговічністю та надійністю машин. Особлива увага цій проблемі приділялась зокрема, при розробці гальмівних пристроїв та механізмів автомобілів, літаків, залізничних вагонів тощо. На загаль, вважається що біля 95-98% роботи тертя перетворюється у тепло[1,2]. Тому зверталась увага на значну теплогенерацію при сухому терті, яка нерідко настільки потужна, що може змінити закономірності його перебігу і, навіть, вивести механізм із ладу.

Проблеми, що пов'язані із теплом сухого тертя активно розроблялись у 50-60 роки минулого століття у зв'язку з дослідженнями, пов'язаними з ракетною технікою та широко відомою зваркою тертям [2]. Різноманітні експерименти багатьох авторів в останньому напрямку показали економічність такої зварки, високу надійність з'єднань та порівняну легкість автоматизації процесу і зрештою привели до випуску спеціальних зварочних машин для стикової зварки стержнів тертям [3]. Успіх досягнутий на цій ниві став каталізатором досліджень фізичних процесів при сухому терті і появи ряду нових технологій: розрізка тертям [4,5], зняття шару металу з поверхні заготовки термофрикційною обробкою [6], підігрів важкооброблюваного різанням металу при його обточці [7], наплавка тертям [8], формування головок заклепок [9,10], фрикційне формоутворення [11,12]. Останнім часом з'явилася інформація щодо зварки тертям листів алюмінію [13,14]. Проведені рядом авторів дослідження щодо використання теплогенерації тертя вертіння при виготовленні широкого кола нероз'ємних з'єднань дали добрі результати (рис. 1-7). Позитивний ефект має місце внаслідок спрощення обладнання та оснащення, зменшення числа деталей у вузлі, зменшення енерговитрат,

покращення товарного вигляду вузла тощо. Проте такі дослідження ще далеко не завершені, а можливості ТФФ не вичерпані. З часом вони розширились на проблеми, що виникають при поєднанні фрикційного формоутворення з обробкою металу різанням.

Основна частина

Все вищевикладене має пряме відношення до виготовлення нероз'ємних вузлів за ТФФ. Автор розглядає вищеперечислені технологічні прийоми як окремі розділи нової технології що зароджується, основними параметрами якої є: тиск на поверхні тертя, відносна кутова швидкість обертання, потужність теплогенерації, закономірності розподілу тепла між контртілами, зміна коефіцієнта тертя в циклі з часом та впродовж радіуса поверхонь, теплофізичні, термомеханічні та інші характеристики матеріалів. Як відомо зварка тертям має принаймі дві основні стадії: розігрів та проковку (осадку). Формовка головок невипадаючих ручок та закупорка (герметизація) балончиків практично повністю повторюють цикл зварки тертям. Основними параметрами такого процесу є швидкість відносного руху на поверхні тертя, осьове зусилля та величина осадки, яка формує головку чи заглушку. При цьому питомий тиск на поверхні рекомендується витримувати в межах 20-120 МН/м.кв., а кутова швидкість має перевищувати 160с^{-1} .

Оскільки результати дослідження енергетичних затрат при виконанні з'єднань тертям мають пряме відношення до теми даної роботи оглянемо основні публікації, пов'язані з теоретико-експериментальними дослідженнями моменту та потужності теплогенерації при сухому терті вертіння. Фундаментальне теоретичне рішення потужності теплогенерації N при терті вертіння у залежності від розподілу питомого тиску на поверхні тертя приведено в [15]. Прогнозуючи рівномірний (1) або обернено пропорційний (2) радіусу поверхні тертя розподіл тиску по поверхні контакту, і виходячи з того, що $N = M_{tr} * \omega_{vid}$, де M_{tr} – момент крутний, який слід прикласти до пари контртіл, щоб перебороти сили тертя, а ω_{vid} – їх відносна кутова швидкість, автор приводить вирази для випадку (1) $M_{tr} = \frac{2}{3} \mu Pr$ та для випадку (2) $M_{tr} = \frac{1}{2} \mu Pr$. На думку автора роботи [15] останній вираз визначає величину крутного моменту, який відповідає припущенню рівномірної роботи по всій поверхні тертя.

У технологічній практиці визначають потужність теплогенерації за виразами, до яких входять безпосередньо, так звані, активні параметри процесу, тобто ті, якими технолог може керувати. Так в [2] приводиться вираз для визначення сумарної

$$N = k * P * \mu * n * d, \quad (1)$$

а в [19] по суті аналогічний вираз для визначення питомої

$$N_0 = k * P_0 * \mu * n * r. \quad (2)$$

теплових потужностей. У цих виразах k – числові коефіцієнти, $P (P_0)$ – сила стискання контртіл, μ – коефіцієнт тертя, n – швидкість відносного обертання та $d (r)$ – діаметр (радіус) поверхні тертя. Для практичного використання таких виразів необхідно знати значення числового коефіцієнта k та μ . Останній, як відомо, залежить від матеріалів контртіл і, по даним різних авторів, суттєво залежить від температури кожного окремого локального кільця контакту, яке за звичай приймається за основу при інтегруванні елементарних робіт тертя по всій її поверхні.

В роботі [17] приведено інший вираз для визначення повної теплової потужності на етапі квазісталого процесу

$$N = \frac{2}{3} M * \mu * P * V_0, \quad (3)$$

де M – тепловий еквівалент механічної роботи, який відповідає, по даним автора, $2,34 \cdot 10^{-2}$ кал/кгсм;

μ – коефіцієнт тертя;

P – сила стискання контртіл;

V_0 – колова швидкість обертання стержня.

При цьому підрозумівається квазістала фаза процесу. При дослідженні зварки тертям труб в роботі [17] апріорі, прийнявши закон розподілу питомого тиску обернено пропорційний радіусу поверхні тертя $p_0 = \frac{P}{2\pi r(r_2 - r_1)}$, потужність теплогенерації

визначається як

$$N = \frac{2\pi P n}{r_2 - r_1} \int_{r_1}^{r_2} f_0 r dr, \quad (4)$$

де P – сила стискання;

n – відносне число обертів зварюваних деталей;

f_0 – коефіцієнт тертя на локальній елементарній площині кільцевидної форми.

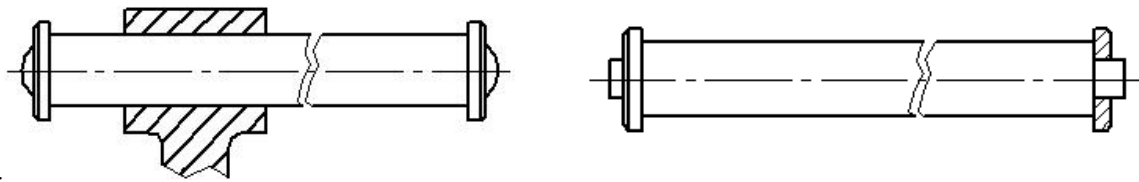


Рисунок 1а – Невипадаюча ручка приводу свердла електричного колонкового СЕК-1 (до модернізації)

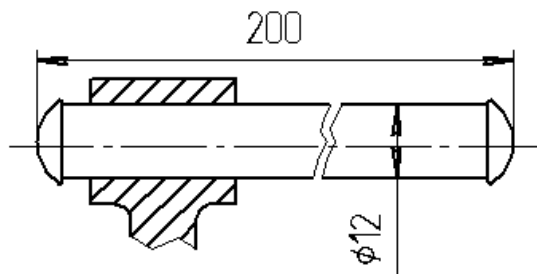


Рисунок 1б – Невипадаюча ручка приводу свердла електричного колонкового СЕК-1 після модернізації на основі ТФФ [13].

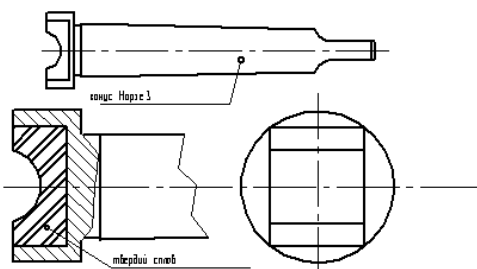


Рисунок 2 – Інструмент для формування головки невивпадаючої ручки приводу свердла електричного колонкового СЕК-1

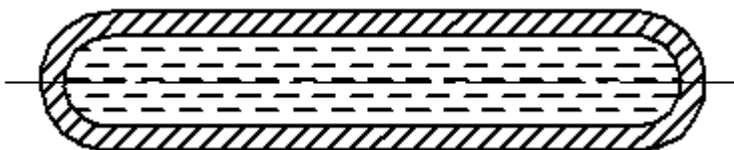


Рисунок 3 – Акумулятор тепла

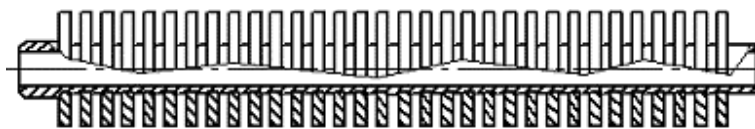


Рисунок 4 – Радіатор теплообмінника



Рисунок 5 – Вал лапшерізки [12]

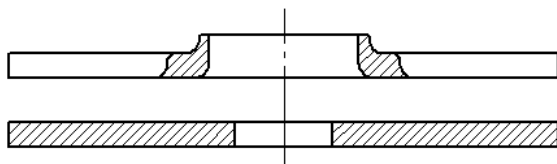


Рисунок 6 – Відбортка, як засіб створення опори для вала в тонкій стінці [12]

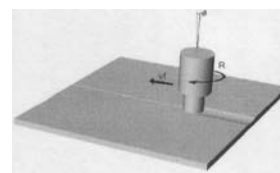
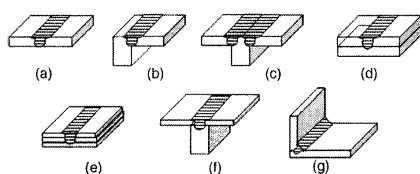
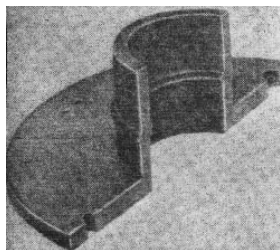


Рисунок 7 – З'єднання зваркою тертям алюмінієвих листів [11]

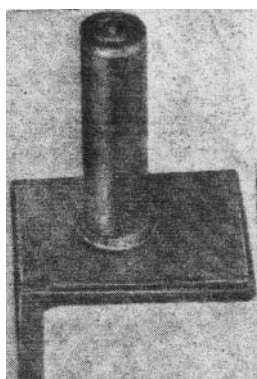
Станом на сьогоднішній день, ці та подібні вирази мають лише пізнавальний характер, а для практичного використання вони мало придатні, оскільки коефіцієнт тертя та, так звані, числові коефіцієнти, що входять у такі вирази теоретично не визначаються через складності фізичних процесів, що мають місце на робочій поверхні. До того ж у різних фазах (стадіях) перебігу процесу потужність теплогенерації досить різна в тому числі і через суттєву зміну коефіцієнта тертя μ . Так в [17] показано, що при зміні відносної швидкості руху та осевого тиску при зварці сталевих стержнів коефіцієнт тертя змінюється від 0,2-0,35 на початку процесу до 0,95-2,4 наприкінці. Згідно з [20] питома потужність теплогенерації знаходиться на рівні 8-20 Вт/мм.кв. При цьому загальна потужність пропорційна перерізу зварюваних стержнів. Додамо, що при зварці тертям деталей витрати енергії менші на порядок (порівняно із зваркою оплавленням), що пояснюється виключно раціональним способом вводу енергії в зону нагріву, мінімальними витратами у навколишнє середовище з огляду на надзвичайно короткий цикл зварки, який не перевищує 30 сек. для перерізів зварюваних деталей площею до 4000 мм. кв.



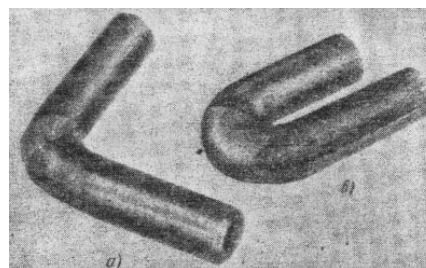
а)



б)



в)



г)

Рисунок 8 – Зварка тертям: а) стержнів; б) фланця; в) шпильки до кутника, г) випробування зварного вузла на гин

Звертається увага на те, що двигун приводу обертання контртіл працює з рівномірним навантаженням фаз та коефіцієнтом завантаження по потужності на рівні 0.8-0.85. Характерна осцилограма моменту тертя (рис.9) підказує, що економічність таких процесів може бути підвищена в циклічному режимі з використанням інерційного маховика, як накопичувача потенціальної енергії.

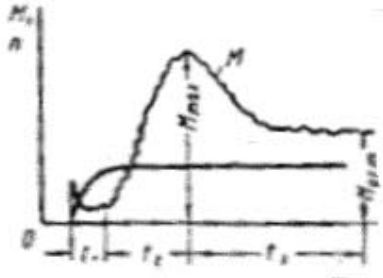


Рисунок 8 – Типова осцилограма зміни крутного моменту за цикл зварки тертям

Висновок

Існує певний ряд конструктивних елементів, які, згідно теорії технології машинобудування, відносять до вузлів чи нероз'ємних з'єднань, на яких ТФФ може принести суттєвий економічний ефект, заощадивши при цьому певні виробничі ресурси: електроенергію, виробничу площу, послуги робітників, метал та допоміжні матеріали, суттєво поліпшивши товарний вид виробу та його експлуатаційні якості.

Процес фрикційного формоутворення має технологічні можливості як виготовлення певних нероз'ємних вузлів, так і, навпаки, роз'єднання деталей, наплавки різнорідними матеріалами, зміни розмірів та

форми заготовок гарячою пластичною деформацією, яка непогано кореспондується з обробкою різанням напівфабрикату. Теоретичний розрахунок потужності теплогенерації при фрикційному формоутворенні станом на даний час очевидно вимагає подальших поглиблених досліджень, тому для практичних цілей рекомендується віддавати перевагу досвідно-експериментальним методикам. По даним різних авторів значення активних робочих параметрів знаходяться в межах: по питомому тиску 20-120 Мн/м.кв., відносній кутовій швидкості 1600-6000об/хв зі зниженням цієї величини пропорційно збільшенню діаметра робочої поверхні тертя від 6 до 60 мм, питомою потужністю зварки не більше 20 В/мм.кв та тривалістю цикла зварки менше 30с.

Список літератури

1. F.Bowden, P.A.Persons. Deformation, heating and melting of solids in high - speed friction. Proceedins of The Royal Society. -1961. -S.A. - No 1303, - v 260,.
2. Вилль В.И. Сварка трением: Справочник / Под общей ред. акад. АН УССР К. Лебедева и др. - Л.: Машиностроение. 1987. - 236с.
3. Шпейзман М.М. Машина типа МСТ_1 для стыковой сварки трением. Сварочное производство №9, 1957. –С.23-24.
4. Сизий Ю.А. Теоретические основы управления структурой и параметрами системы фрикционной разрезки. Автореф.дис. докт. тех. наук 05.02.08; 05.03.01. / Харьков. Из-во политехнического униерситета, 1996.- 41с.
5. Горбатов Н.И. Пилы трения. – К., М.: Машгиз. 1950. -80 с.
6. Зарубицкий Е.У. Термофрикционная обработка деталей // Машиностроитель. –1989, №11. – С.30 - 31.
7. Итимия Р. Исследование резания металлов в нагретом состоянии и новый метод нагрева трением. Перевод ВИНТИ N 48808/5 с японского.
8. Кершенбаум Я.М., Авербух Б.А. Новый метод наращивания металлов и сплавов на детали машин посредством трения // Машины и нефтяное оборудование (ЦНИИТЭнефтегаз) –1963, № 11, - С.34-36.
9. Петров И.Н., Дашевский Б.И. Развальцовка заклепок с использованием теплового эффекта трения // Вестник машиностроения. -1956. - N 8. - С. 69 - 70
10. Клементьев Н.М. Фрикционный способ посадки головок болтов, стержней и заклепок /Бюллетень Промышленность Хабаровского края/. – 1962. - №2.

11. Крыськов О.Д. Изготовление втулок методом пластической деформации с использованием тепла трения / Проблемы технологии производства, качества, надежности и долговечности в сельскохозяйственном машиностроении. -Днепропетровск:“Промінь”, 1968. - С.6-7.
12. Kriskov O. Industrial Production Technology for Parts made Of Some Nonferrous Metals and their Alloys by Using heat of Friction. Proceedings of the International Scientific Conference. MECHANICS'98. V.2. Edited by Mieczslaw Korzynski. Rzeszow, June,1998.– P.21-25.
13. G Buffa, J.Hua, R.,Shivpuri,L.Fratini. A continium based fem model for friction stir welding – model development. Vaterials Science and Engineering A 419 (2006) 389 – 396 / The Ohio State University, Departament of Industrial, Dipartimento di Tecnologia Meccanica, Produzione e Ingegneria Gestionale, Universita di Palermo, www.elsevier.com/locate/msea.
14. R.S.Mishra, Z.Y.Ma. Friction Stir welding and processing. Center for Friction Stir Processing, Departament of Materials Science and Engineering, University of Missouri,USA; Institute of Metalls Research, Chinese Academy of Science, Shenyang,China. Reports: A Review Journal, Materials Science and Engineering R50 (2005) 1-78.
15. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Том. 3, Гос издательство физико-математической литературы, 1960. – 656с.
16. Рыкалин Н.Н., Пугин А.И., Васильева В.А., Нагрев и охлаждение стержней при стыковой сварке трением. Сварочное производство №10, 1959. – С.15-18.
17. Закон Р.И.,Вознесенкий В.Д. Энергетические и тепловые параметры сварки трением. Сварочное производство №10, 1959. – С.21-22.
18. А.С.Гельман., Сандер М.П. Мощность и нагрев при сварке трением стальных толстостенных труб. Сварочное производство №10, 195.9 – С. 18-20.
19. Вилль В.И. Мощность при сварке трением стальных стержней. Сварочное производство №10, 1959. –С.12-15.
20. Вилль В.И. Сварка металлов трением. Сварочное производство №9, 1959. – С.19-23.

В статье обобщены некоторые теоретические и практические подходы к разработке технологии фрикционного формообразования неразъемных соединений деталей в узлы, которая в последнее время все больше привлекает внимание как исследователей так и промышленников, благодаря энергоэкономичности и простоте реализации ее технологических схем.

Some theoretical approaches to development of technology frictional formation one-piece connections of details in units which recently draws attention as of researchers and industrialists more and more, due to the to an economical power consumption and simplicity of realization of its {her} technological circuits are stated.

В.М. Булгаков, д-р техн.наук, член-кореспондент УААН

Українська академія аграрних наук

М.І. Черновол, проф., д-р.техн.наук, член-кореспондент УААН, М.О. Свірень, проф., канд.техн.наук

Кіровоградський національний технічний університет

І.В. Головач, канд.фіз.-мат.наук

Національний аграрний університет

Диференціальні рівняння ударної взаємодії викопуючого органу з коренеплодом буряку

Розроблена математична модель ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрового буряку. На підставі отриманих рівнянь, що описують зазначений процес, знайдені кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу з умов не зламування коренеплодів
коренеплод, вібраційне викопування, ударний імпульс, копач

Вступ

Вібраційне викопування коренеплодів цукрового буряку набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах. Воно має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

Постановка проблеми

При виконанні будь-якого технологічного процесу необхідними умовами є забезпечення продуктивності, зниження енергозатрат та підвищення якості виконання технологічного процесу.

Стосовно бурякозбиральних машин необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу є, у першу чергу, непошкодження коренеплодів при їх викопуванні. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструктивні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні.

Аналіз досліджень і публікацій

Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів здійснені у працях [1]-[7].

Проте ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, тут не розглядається. Лише в роботах [8] і [9] приведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головою

коренеплоду. Тому у даній роботі досліджена ударна взаємодія вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду в момент його наїзду на коренеплід.

Оскільки коренеплоди відносно осі рядка досить часто розташовані з деяким відхиленням, то нерідко може мати місце ударна взаємодія коренеплоду з робочим органом в одній точці, тобто з одним із клинів. Саме такий випадок розглянутий у даній роботі.

Мета дослідження

Розробити основні положення теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, і на основі отриманих результатів обґрунтувати раціональні конструкційні і кінематичні параметри викопуючих робочих органів та виконання технологічного процесу викопування коренеплодів цукрового буряку з умов їхнього не зламання.

Результати досліджень

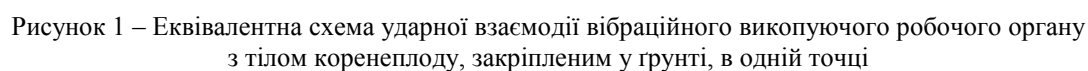
При наближенні вібраційного викопуючого робочого органу до коренеплоду розпушений ґрунт між лемешами і коренеплодом, внаслідок коливань лемешів, майже не накопичується, а тому перший контакт лемешів з поверхнею коренеплоду буде безпосереднім, або, в крайньому випадку, через досить тонкий шар ґрунту. Таким чином, при наїзді лемешів робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. Оскільки ударний імпульс має деяке скінченне значення, а діє він на дуже короткому проміжку часу, то ударна сила при цьому буде досить великою, що значно перевищує значення всіх інших сил, які в даний момент діють на коренеплід. А оскільки коренеплід ще міцно закріплений у ґрунті, то виникає загроза його обламування або розриву.

Очевидно, що обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, тому саме такий випадок необхідно дослідити. У першу чергу складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід. Для чого представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$, кожний з яких у просторі має нахил під кутами α , β , γ , і які встановлено таким чином один до одного, що утворюється робоче русло, задня частина якого звужується (рис.1). Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Будемо вважати, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, відбувається лише з поверхнею клина $A_1B_1C_1$ у точці K_1 (рис.1).

Причому ударний контакт може відбуватися або безпосередньо або через тонкий шар ґрунту між поверхнею клина і коренеплодом.

Для опису ударного процесу необхідно вибрати систему координат. Зв'яжемо з вібраційним викопуючим органом прямокутну декартову систему координат $Oxyz$, центр O якої знаходиться посередині звуженого русла копача, вісь Ox співпадає з напрямком поступального руху копача, вісь Oz має напрямк вгору, а вісь Oy спрямована у правий бік копача (рис. 1). Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис. 1).


$$Q_{3\phi} = H \sin \omega t, \quad (1)$$

Зазначена збуруюча сила надається одночасно від обох клинів, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\bar{Q}_{36.1}$ та $\bar{Q}_{36.2}$, які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2 на відстані h від умовної точки закріплення O_I .

$$Q_{36.1} = Q_{36.2} = \frac{1}{2} H \sin \omega t. \quad (2)$$

170

Крім того, у точці контакту K_1 діє також сила тертя, яка протидіє проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клина $A_1B_1C_1$. У центрі ваги коренеплоду (точка C) діє сила ваги коренеплоду G_k . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей Ox , Oy і Oz позначені через $\bar{R}_x$, $\bar{R}_y$ та $\bar{R}_z$ відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діє ударний імпульс $\bar{S}_{n1}$, який прикладений у точці K_1 . Даний ударний імпульс напрямлений вздовж нормалі до робочої поверхні лемеша, тобто площини $A_1B_1C_1$.

Крім того, по поверхні клина діє дотичний ударний імпульс $\bar{S}_\tau$. Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюється подібно закону Кулона для тертя, а саме [11]:

$$S_\tau \leq f S_n, \quad (3)$$

де f – динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються. В загальному випадку цей коефіцієнт може не співпадати з коефіцієнтом тертя при безвідривному відносному проковзуванні тіл.

Знак нерівності відноситься до випадку, коли дотичний імпульс настільки малий, що проковзування тіл не відбувається. І лише при наявності проковзування потрібно приймати знак рівності.

Розкладемо імпульс $\bar{S}_\tau$ на складову $\bar{F}_1$, перпендикулярну до прямої A_1C_1 , та складову $\bar{E}_1$, паралельну до прямої A_1C_1 (рис. 1).

Таким чином отримаємо:

$$\bar{S}_{\tau 1} = \bar{F}_1 + \bar{E}_1. \quad (4)$$

Очевидно, що кут ψ між складовою $\bar{E}_1$ та вектором $\bar{S}_\tau$ у першому наближенні залежить від відношення $\frac{V_{зб. \max}}{V_n}$.

Так представлений вектор $\bar{S}_{\tau 1}$ дасть можливість у подальшому знайти його проекції на осі Ox , Oy і Oz .

Величина ударного імпульсу може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині в момент його наїзду на коренеплід. Більш того, оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного робочого органу вниз вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копача.

Дослідимо більш детально коливальний рух вібраційного викопуючого органу. Нехай робочий орган рухається вгору від свого найнижчого положення – a до найвищого положення a , де a – амплітуда коливань робочого органу, а потім униз – від найвищого положення a до найнижчого – a . Таким чином, коливання робочого органу повинні здійснюватись за наступним гармонічним законом:

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (5)$$

де z_k – відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;

ω – колова частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість $V_{зб.}$ коливального руху робочого органу у будь-який момент часу t буде дорівнювати:

$$V_{зб.} = a \omega \sin \omega t, \quad (6)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати:

$$V_{зб.маx} = a\omega. \quad (7)$$

Отже потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопуючого органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю $V_{зб.маx}$.

Оскільки усі сили, зображені на рис., мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил дорівнюють нулю. Лише ударні імпульси S_{n1} і $S_{\tau1}$ мають не нульове значення.

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [12]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{\tau1}, \quad (8)$$

де $\bar{V}$ – швидкість робочого органу до удару;

$\bar{U}$ – швидкість робочого органу після удару; m – приведена до точки удару маса робочого органу.

$$\text{При цьому} \quad \bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.маx}, \quad (9)$$

де $\bar{V}_{\Pi}$ – швидкість поступального руху копача;

$\bar{V}_{зб.маx}$ – максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості $\bar{V}_{\Pi}$ копача напрямлений по осі Ox , а вектор швидкості коливального руху робочого органу $\bar{V}_{зб.маx}$ – по осі Oz вгору. Враховуючи (3), векторне рівняння (8) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n1}. \quad (10)$$

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення ϵ при ударі [12]:

$$U_n = -\epsilon V_n, \quad (11)$$

де U_n – проекція швидкості робочого органу після удару на нормаль до поверхні клина,

V_n – проекція швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Виразивши проекції швидкості робочого органу після удару і до удару на нормаль через проекції цих швидкостей на осі декартової системи координат $Oxyz$ та враховуючи (11), отримаємо наступне рівняння

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_y + U_z \operatorname{tg} \beta = -\epsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta). \quad (12)$$

Запишемо векторне рівняння (10) у проекціях на осі декартової системи координат $Oxyz$, приєднуючи до отриманої системи рівнянь рівняння (12).

В результаті маємо систему чотирьох рівнянь відносно невідомих S_{n1} , U_x , U_y , U_z :

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{\Pi}) &= \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \\ mU_y &= \frac{S_{n1}}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - fS_{n1} \cos \psi \sin \gamma - fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \\ m(U_z - V_{зб.маx}) &= \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + fS_{n1} \sin \psi \sin \delta \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_y + U_z \operatorname{tg} \beta &= -\epsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta) \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (13) методом Крамера, отримуємо:

$$S_{n1} = - \frac{m(1+\varepsilon) \times}{tg^2\beta + f \sin \psi \sin \delta \, tg\beta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + 1 -} \frac{\times (V_{II} tg\gamma + V_{зб. max} tg\beta) \times}{-(f \cos \psi \sin \gamma + f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma) \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + tg^2\gamma +} \frac{\times \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{+ (f \cos \psi \cos \gamma - f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \, tg\gamma \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} \quad (14)$$

Таким чином, визначена нормальна складова ударного імпульсу, яка виникає при ударній взаємодії одного із клинів вібраційного робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті. Вираз (14) описує функціональну залежність нормальної складової S_{n1} ударного імпульсу від конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу бурякозбиральної машини.

Знак "–" у виразі (14) означає, що ударний імпульс S_{n1} діє з боку коренеплоду на робочий орган. Ударний імпульс, що діє з боку робочого органу на коренеплід, має додатній знак і ту ж саму величину.

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Як правило, ми не знаємо закону зміни ударної сили, проте ми знаємо, що ця сила за дуже короткий проміжок часу $t_{y\delta}$ зростає від нуля до дуже великої величини, а потім знову спадає до нуля. Отже її максимальне значення буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу $t_{y\delta}$. [12].

Отже,

$$F_{y\delta} = 2F_{y\delta. cp} = \frac{2S}{t_{y\delta}}, \quad (15)$$

де $F_{y\delta}$ – максимальне значення ударної сили;

S – ударний імпульс;

$F_{y\delta. cp}$ – середнє значення ударної сили;

$t_{y\delta}$ – тривалість удару.

Враховуючи праві частини перших трьох рівнянь системи (13) та вираз (15), зможемо записати значення проекцій сили $F_{y\delta}$ відповідно на осі Ox , Oy і Oz :

$$F_{y\delta. x} = \left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (16)$$

$$F_{y\delta. y} = \left(\frac{2}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - 2f \cos \psi \sin \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (17)$$

$$F_{y\partial.z} = \left(\frac{2tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\partial.}}, \quad (18)$$

де значення S_{n1} визначається згідно виразу (14), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару $t_{y\partial.}$ можна визначити лише експериментально. Згідно [9] $t_{y\partial.} \approx 0,6 \cdot 10^{-2} c$.

Розглянемо далі умови не зламування коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом.

Якщо розглядати закріплений у ґрунті коренеплід як консольну балку, то під дією моменту від горизонтальної ударної сили $\bar{F}_{y\partial.xy} = \bar{F}_{y\partial.x} + \bar{F}_{y\partial.y}$ коренеплід зазнає деформації згину. Тому, при перевищенні допустимих значень згаданого моменту, коренеплід може зламатися. Це, як зазначалось вище, найбільш ймовірно, коли ґрунт сухий і твердий. Якщо ж ґрунт вологий і м'який, то більш ймовірним є його нахил на деякий кут до горизонту під дією горизонтального зусилля. Якщо удар відбувається у точці K_1 , яка знаходиться на відстані h від умовної точки закріплення O_1 (рис. 1), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки буде дорівнювати:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\partial.xy}) = F_{y\partial.xy} h.$$

Оскільки $F_{y\partial.xy} = \sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2}$,

де $F_{y\partial.x}$ і $F_{y\partial.y}$ визначають згідно виразів (16) і (17), то згаданий момент буде дорівнювати:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\partial.xy}) = \sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2} h. \quad (19)$$

Умовою не зламування коренеплоду у першому випадку буде наступна умова:

$$\sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2} h \leq [M_{\partial z}] < M_{on}. \quad (20)$$

де $[M_{\partial z}]$ – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;

M_{on} – опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід.

Оскільки з умов рівноваги завжди маємо рівність

$$M_{on} = M_{o1}(\bar{F}_{y\partial.xy}),$$

то у цих і подальших нерівностях під M_{on} слід розуміти той максимальний (потенціальний) опорний момент, який може забезпечити в'язь, тобто ґрунт, у якому закріплений коренеплід, без руйнування цієї в'язі.

З умови не зламування коренеплоду (20) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу.

Введемо позначення:

$$\sqrt{\left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right)^2 + \left(\frac{2}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - 2f \cos \psi \sin \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \right)^2} = A, \quad (21)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{tg^2\beta + f \sin \psi \sin \delta \quad tg\beta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + 1 -} \\
& - (f \cos \psi \sin \gamma + f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma) \times \\
& \times \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + tg^2\gamma + (f \cos \psi \cos \gamma - f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \times \\
& \times tg\gamma \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} = B.
\end{aligned} \tag{22}$$

З урахуванням (16), (17,) та (21) вираз (20) набуде наступного вигляду:

$$\frac{AS_{n1}h}{t_{y\partial.}} \leq [M_{32}], \tag{23}$$

звідки знаходимо

$$S_{n1} \leq \frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{Ah}. \tag{24}$$

З урахуванням (14) і (22) вираз (24) набуде наступного вигляду:

$$Bm(1+\varepsilon)(V_{\pi}tg\gamma + V_{зб.\max}tg\beta) \leq \frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{Ah}. \tag{25}$$

Нарешті, з виразу (25) знаходимо:

$$V_{\pi}tg\gamma + V_{зб.\max}tg\beta \leq \frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{ABhm(1+\varepsilon)}. \tag{26}$$

Таким чином, знайдені обмеження на швидкість викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів і маси, а також міцності коренеплоду і коефіцієнта відновлення при ударі.

Оскільки швидкість агрегату впливає на його продуктивність, то розглянемо випадок, коли у виразі (26) буде знак рівності. Якщо задатися поступальною швидкістю V_{π} бурякозбиральної машини, то з (26) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{зб.\max}$ коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{зб.\max} = \frac{1}{tg\beta} \left(\frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_{\pi}tg\gamma \right). \tag{27}$$

З виразу (7) можна визначити при заданій амплітуді потрібну колову частоту коливань робочого органу з умов не зламування коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{atg\beta} \left(\frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_{\pi}tg\gamma \right). \tag{28}$$

Тоді частота коливань робочого органу у герцах буде дорівнювати:

$$\nu = \frac{1}{2\pi a \quad tg\beta} \left(\frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_{\pi}tg\gamma \right). \tag{29}$$

При цьому допустимий згинальний момент $[M_{зг}]$ визначається за наступним виразом:

$$[M_{зг}] = [\sigma]_{\sigma} \frac{\pi(D_k - 2z \operatorname{tg} \gamma_k)^3}{32}, \quad (30)$$

де D_k – діаметр коренеплоду;

γ_k – кут конусності коренеплоду;

z – глибина ходу робочого органу;

$[\sigma]_{\sigma}$ – тимчасовий опір згину коренеплоду при динамічному навантаженні.

На базі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом можна визначити досить широкий спектр допустимих частот коливань робочого органу з умов не зламування коренеплодів при різних значеннях конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу.

Розрахунок проведемо при наступних заданих параметрах [8, 9]:

$\gamma = 15^\circ$; $\beta = 52^\circ$; $f = 0,45$; $\psi = 45^\circ$; $h = 0,05$ м; $\varepsilon = 0,72$; $D_k = 0,1$ м; $\gamma_k = 15^\circ$; $[\sigma]_{\sigma} = 1,15 \cdot 10^6$ Па; $m = 1,5$ кг для трьох значень глибини ходу робочого органу, а саме $z = 0,08$ м; $0,10$ м; $0,12$ м.

За виразом (29) розраховуємо допустиму частоту коливань робочого органу як функцію від швидкості поступального руху копака і амплітуди коливань робочого органу, тобто $\nu = \nu(V_{II}, a)$. При цьому швидкість поступального руху копака змінюється у межах $1,4 \dots 2,2$ м/с, а амплітуда – у межах $0,008 \dots 0,024$ м.

Результати розрахунків наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Допустимі частоти коливань робочого органу

Глибина ходу робочого органу, м	Інтервал зміни частоти коливань робочого органу, Гц
0,08	9,97...33,08
0,10	4,01...15,17
0,12	0,243...3,89

Як видно з таблиці 1, діапазон частот $\nu = 0,243 \dots 3,89$ Гц забезпечує не зламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу $0,12$ м і менше, діапазон частот $\nu = 4,01 \dots 15,17$ Гц забезпечує не зламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу $0,10$ м і менше, а діапазон частот $\nu = 9,97 \dots 33,08$ Гц – на глибині ходу робочого органу $0,08$ м і менше. Таким чином, теоретично можна розрахувати значення частот коливань робочого органу з умов не зламування коренеплодів для досить широкого спектру кінематичних режимів роботи вібраційного викопуючого органу.

Нижче наведено графік функції $\nu = \nu(V_{II}, a)$ та контурний графік для приведеної маси робочого органу $m = 1,5$ кг та глибини ходу $z = 0,10$ м (рис.2).

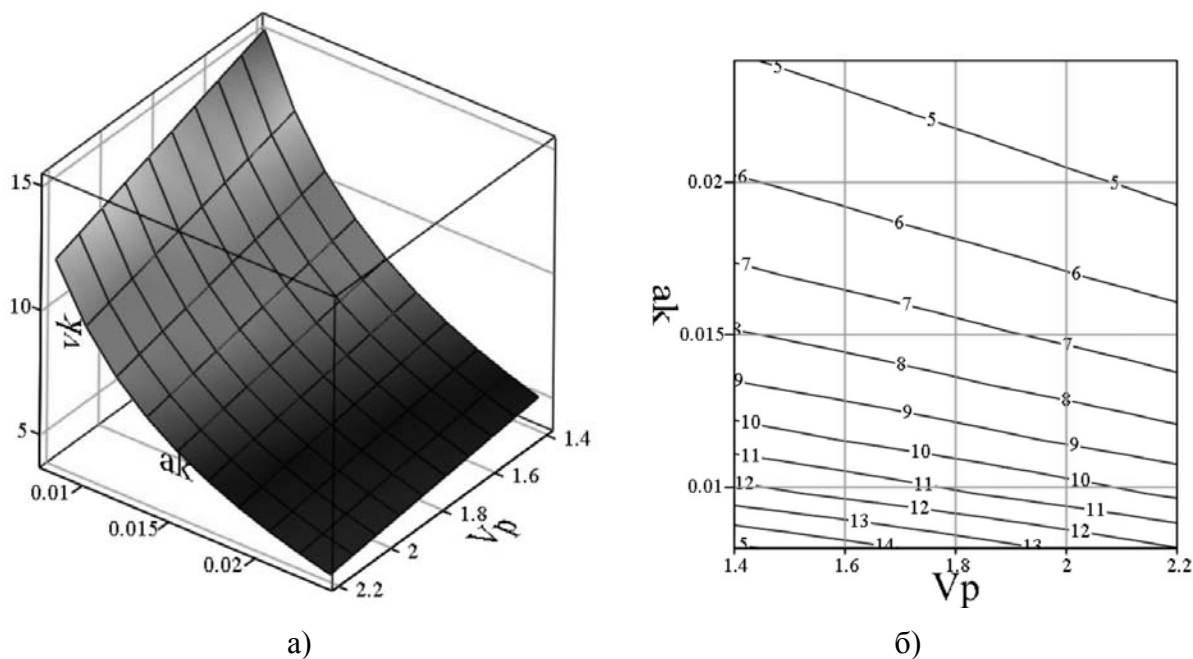


Рисунок 2 – Поверхня (а) та контурний графік (б) значень допустимої частоти коливань робочого органу $\nu = \nu(V_p, a_k)$, Гц, за умови не зламування коренеплодів при їх ударній взаємодії з робочим органом (глибина ходу робочого органу $z = 0,10\text{м}$; приведена маса робочого органу $m = 1,5\text{кг}$)

Як видно з наведеного графіка, допустима частота досить істотно залежить від амплітуди коливань робочого органу та швидкості поступального руху копача: зі збільшенням зазначених параметрів допустима частота різко зменшується.

Висновки

1. Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленого у ґрунті.
2. На основі рівняння ударної взаємодії визначено ударний імпульс та максимальна ударна сила, які виникають при зазначеній взаємодії.
3. З умов не зламування коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.
4. Як показують розрахунки, зі збільшенням амплітуди коливань та швидкості поступального руху робочого органу допустима частота коливань різко зменшується.

Список літератури

1. Василенко П.М., Погорелый Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки коренеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9-13.
2. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія вібраційного викопування коренеплодів. – Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”, 2003, Том XIV. – С. 34-86.
3. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 18. Мелітополь, 2004. – С. 8-24.
4. Булгаков В.М., Головач І.В. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету

- сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 39. Харків: ХНТУСГ, 2005. – С. 23-39.
5. В. Булгаков, І. Головач. Розробка математичної моделі вилучення коренеплоду з ґрунту//Техніка АПК, 2006, № 6, 7, 8. – С. 36-38;
 6. Булгаков В.М., Головач І.В. Теоретичне дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 131-155.
 7. Головач І.В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 77-100.
 8. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
 9. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
 10. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Ленинград: Политехника, 1990. – 272 с.
 11. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1985. – 287с.
 12. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т.П. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
 13. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том І. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.

Математическое моделирование ударного взаимодействия выкапывающего рабочего органа с корнеплодом сахарной свеклы.

Разработана математическая модель ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с телом корнеплода, закрепленного в почве, при вибрационном выкапывании сахарной свеклы. На основании полученных уравнений, описывающих указанный процесс, определены кинематические и конструктивные параметры выкапывающего рабочего органа из условий не обламывания корнеплодов.

The mathematical simulation of the impact cooperation of the digging operating unit with the root-crops of sugar beet.

The mathematical model of the impact cooperation of the vibration digging operating unit with the body of the root-crops, fixed in the soil, is developed during the vibration excavation of sugar beet. On the basis of the obtained equations, which describe the process indicated, the kinematic and construction parameters are determined for the digging operating unit, based on the obtained equations, to ensure the breaking off of root-crops is avoided.

Output of round balers

Introduction

There is available a wide and varied range of machines for dry bulk fodders harvesting in the form of bales. Apart from the traditional strongly-pressing balers, there are machines forming the harvested material into large cylinder or rectangular bales. Full mechanization of large-sized bales is simpler compared to the solutions applied in the technologies based on classic, strongly-pressing balers. Large sizes of bales with high density do not allow for manual loading or storing activities. Round balers, characterized by a simple construction and high reliability have become more popular and spread in many countries with well-developed agricultural engineering. The French market of agricultural machines may serve as an example. In two years (1984-1985) about 12.5 thousands of pick-up balers were sold and 82% of them were round balers. A similar direction of change in production profiles was recorded in the USA. Since 1975 the agricultural machines industry in this country has significantly reduced the production of traditional balers for straw and hay harvesting. In just three years (1976-1978) the output of strongly – pressing balers dropped from 26.1 thousands to 23.3 thousands. The production of round balers increased in this period from 11 thousands to 18.5 thousands. By 1979 the agriculture of this country had already got 80 thousands modern type balers [5].

Special attention is deserved by the market of agricultural machines in Germany. The agriculture of this country bought about 3.3 thousands of pick-up balers in the season 1993-1994, including almost 2500 round balers. The classic pick-up balers found only 270 purchasers [3].

An analysis of the development of machines for dry bulk fodders harvesting in the form of bales implicates concern about the reasons for this significant elimination of the traditional strongly-pressing balers, giving way mainly to round balers. For a full answer to this question, however, one must take into consideration the unquestionable advantages of classical pick-up balers (high output, convenient form of the harvested material) [1, 9,12,13].

Small rectangular bales of high density ensure good exploitation of transport means load-carry ability. Such a form of the harvested material allows to store it in rooms of relatively small size, egg. utility attics. Thus it is possible to say, that the main reason for their more and more limited use is not directly involved in the functioning of the harvesting machine. Actually, it is rather concerned with the realization of further stages of this technological process (harvesting bales from a field, storage, distribution). Large bales turned out to be more convenient for the mechanization of the above-mentioned activities, which allows to significantly increase the efficiency of the whole technology and at the same time to reduce human labour [6, 8, 10].

Efficiency of round balers

A farmer faced with increasingly great economic and social challenges has to look for more and more efficient machines. It concerns the machines used for stalk fodder harvesting, as well. Growing areas of farms force farmers to seek machines with higher output, whose massive application can decrease the cost of their use. Expectations of many farms can be fulfilled by a purchase of a round baler whose exploitation advantages allow for a fast and

efficient harvesting of dry bulk fodders (straw, hay) and can be used in the technology of green forage ensilage in the form of cylinder bales [7, 8, 11].

Results of exploitation tests on round balers conducted by numerous scientific centers in many countries often differ significantly. Efficiency results of a machine of the same type (model, company) obtained in one scientific institution not rarely differ significantly from those obtained in another testing centre. Thus, a comparison of exploitation indexes is usually difficult or even impossible, due to scarce information as to the method and conditions of their determination. The data in table 1 can serve as an example of this situation. The round baler of Welger company designated with the symbol RP 200 (fixed chamber, the bale forming unit constructed with from driven rolls) obtained output in the range from $10.4 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ to $12.7 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ in tests carried out by the German Agricultural Society (DLG). The same machine proved to be much less efficient ($3.28\text{-}5.59 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$) in the evaluation by Tremblay, Savoie and LePhata [13].

However, it is worthwhile to notice, that significant differences in the output of RP 200 machines result mainly from running meter mass of the collected material's swaths and the applied working velocities. In the experiment conducted by DLG the weight of 1 m length swath of a hay was 2.3 kg, and the time of forming one bale (harvesting of material, wrapping the bale, unloading) was about 75 seconds. The Canadian research results state that the time of forming one bale was almost 300 seconds.

One of the most significant factors deciding on a reduction of round balers outputs is the delays needed for wrapping and throwing bales out of machine [2, 13]. High efficiency of bale forming (harvesting of material) cannot compensate for time losses resulting from auxiliary activities. The percentage of time indispensable for wrapping and throwing bales out of machine in the total working time of a shift depends on size and density of the formed bales as well as on the method of their wrapping. The results of comparative tests conducted by Fairbanks, Fransen and Schrock [4] proved that balers forming bales of large sizes (from 2.09 m^3 to 3.46 m^3) achieved outputs even 4 times higher than the machines with a small volume of the working chamber (table 2).

The currently produced round balers are usually equipped with two-twine systems of bale wrapping or with units allowing to wrap bales in a net. Compared to the traditional wrapping (using twine), wrapping bales in a net brings significant benefits. The output of a harvesting machine rises by about 15% then.

In numerous articles concerning evaluation of round balers it is stressed that their output is also largely dependent on the density of shaped bales and humidity of harvested material. The first of the mentioned factors does not directly affect the capacity of the machine during bale shaping (harvesting of material), it merely decides on the number of delays needed to realize the auxiliary activities (wrapping and throwing bales out of machine). This is confirmed, among others, by the results of exploitation tests on a round baler of the company Krone designed by the symbol 130 (bale width 120 cm, bale diameter 127 cm). From the dependencies presented in table 3 it can be seen that the output of the round baler was $1.1 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ during harvest of green forage with humidity of 80%. This value is only as much as 52% of the output achieved during forming of bales from fodder dried up to 60% of dry matter content. In the conditions of the conducted research it was shown that the density of forage bales with low dry mass content reached about $90 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, which, compared to the density of fodder with 40% humidity, is almost two times less.

The currently produced round balers are usually equipped with two-twine systems of bale wrapping or with units allowing to wrap bales in a net. Compared to the traditional wrapping (using twine), wrapping bales in a net brings significant benefits. The output of a harvesting machine rises by about 15% then.

Table 1 – Results of exploitation tests on round balers with different working chamber design [2]

Item	Harvested material								
	Wilted green fodder			Hay			Straw		
	John Deere 575	John Deere 590	Welger RP 200	John Deere 575	John Deere 590	Welger RP 200	John Deere 575	John Deere 590	Welger P 200
Moisture of the harvested material, %	37	36	36	12	11	10	11	11	10
Weight of 1 m lenght windrow, kg	4,4	4,5	4,3	2,3	2,2	2,3	1,9	1,9	1,9
Working velocity, km·h ⁻¹	6,4	6,4	6,4	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5
Bale diameter, m	1,32	1,39	1,32	1,35	1,33	1,39	1,41	1,39	1,46
Bale volume, m ³	1,61	1,80	1,69	1,70	1,64	1,86	1,84	1,78	2,09
Bale weight, kg	524	528	495	270	237	279	200	217	218
Theoretical output ⁽¹⁾ , t s.m.·h ⁻¹	17,8	18,4	17,6	19,3	18,6	19,7	16,1	16,1	16,3
Effective output, t s.m.·h ⁻¹	13,2	14,2	12,7	12,8	12,6	12,6	10,3	11,2	10,4

(1) – during bale forming (disregarding the time for both wrapping and unloading bales from round baler)

Table 2 – Results of exploitation tests on balers forming round bales of different sizes [4]

Item	Machine (manufacturer)			
	Allis Chalmers	Hesston 5400	Hesston 5800	Gehl 1500
Hay yield, t·ha ⁻¹	4,39	3,32	5,67	3,07
Bale weight, kg	19,61	140,59	519,28	382,09
Bale volume, m ³	0,17	2,09	3,46	2,79
Bale density, kg·m ⁻³	111,35	67,23	150,08	136,94
Output, t·h ⁻¹	3,25	9,82	13,98	6,25

In numerous articles concerning evaluation of round balers it is stressed that their output is also largely dependent on the density of shaped bales and humidity of harvested material. The first of the mentioned factors does not directly affect the capacity of the machine during bale shaping (harvesting of material), it merely decides on the number of delays needed to realize the auxiliary activities (wrapping and throwing bales out of machine). This is confirmed, among others, by the results of exploitation tests on a round baler of the company Krone designed by the symbol 130 (bale width 120 cm, bale diameter 127 cm). From the dependencies presented in table 3 it can be seen that the output of the round baler was 1.1 ha·h⁻¹ during harvest of green forage with humidity of 80%. This value is only as much as 52% of the output achieved during forming of bales from fodder dried up to 60% of dry matter content. In the conditions of the conducted research it was shown that the density of forage bales with low dry mass content reached about 90 kg·m⁻³, which, compared to the density of fodder with 40% humidity, is almost two times less.

Table 3 – Results of exploitation tests on Krone 130 round baler [8]

Moisture of the harvested green fodder (hay), %	Bale weight, kg	Bale density, kg s.m.·m ⁻³	Output ⁽¹⁾ , ha·h ⁻¹
80	630	82	1,1
70	590	115	-
60	535	139	1,9
50	477	155	-
40	411	160	2,1
30	339	154	-
20-30	256	133	2,0

(1)- dry matter yield of 3400 kg·ha⁻¹

Research conducted by Karyś [8] was concerned with the harvesting of straw with round balers differing in construction and size of chamber as well as in the method of bale wrapping. The results of this research proved that round balers efficiency is dependent on the density and size of the formed bales as well as on the method of their wrapping in the harvesting machine. The lowest efficiency was achieved by the baler Z-279 Farma, whose average effective output reached 4.72 t·h⁻¹ (1.21 ha·h⁻¹). The presented value is almost two and a half times higher compared to the output of the Polish machine. The effective output of the fixed chamber baler Rollant 46 was almost one and a half times higher compared to the machine Z-279 Farma, which allowed to form bales of low weight. It should also be mentioned that the most significant factor deciding on an output of a Polish round baler was manner of wrapping the bales (one-twin system). The percentage of time for bale wrapping (starting the unit, wrapping, opening of the working chamber, bale unloading, chamber closing) was over 57% of the effective working time of this type of machine. This value is over five times higher than the one in a variable chamber machine Vario Pack 1800, equipped with a net-wrapping system (mean time of wrapping bales in a net in this machine was about 13 seconds).

Conclusion

On the basis of literature survey it is possible to say that the output of round balers is influenced by two main groups of factors. The first involves the parameters of the harvested material. The highest output is achieved by round balers during the harvesting of green forage with about 50% humidity. The shaping of bales from green forage of high humidity (directly after mowing) is a much less efficient process. The greatest differences in round balers efficiency result from the size of a thickened bale. Machines shaping bales of large volumes can achieve even four times higher outputs than machines with smaller working chambers.

References

1. Braun O. 1997. Drei Rundballenpressen DLG-anerkannt. Profi Test, 16: 16-23.
2. Buhlmann E. 1988. Rundballen im Netz. Lohnunternehmen, 6: 322-325.
3. Erntemaschinenmarkt Deutschland. Verkäufe in der Saison 1993/1994. 1994. Eilbote, 48: 6-7.
4. Fairbanks G.E., Fransen S.C., Schrock M.D. 1981. Machine made stocks compared with round bales. Transactions of the ASAE, 24(2): 281-283.
5. Gieroba J., Nowak J. 1991. Wybrane zagadnienia zbioru i transportu bel słomy i siana formowanych prasami zwijającymi. V Sympozjum pt. „Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych”. Wrzesień, 23-24. Płock: 115-118.
6. Herrmann A. 1994. Transportverfahren in der Landwirtschaft. Neue Landwirtschaft, 12: 78-80.
7. Herrmann A. Sorgo R. 1993. Rundballenladewagen. Landtechnik, 7: 355-358.
8. Karyś M. 2003. Ocena technologii zbioru słomy w formie wielkowymiarowych bel. Rozprawa doktorska. AR w lublinie.
9. KRONE – rúllubindivél. Búvélaprófun. 1991. Rannsóknastofnun Landbúnadarins. Bútaeknideikd, Hvanneyri, nr 619.
10. Miserque O., Tissot S., Oestges O. 1995. Etude technico-économique des chantiers de récolte des fourrages. Station de Génie Rural, CRA-Gembloux. Note technique 58.
11. Mitterleitner H. 1992. Ballen laden, stapel, transportieren... Top Agrar, 6: 68-71.
12. Nagl T. 1992. Ballenbergung mit der Großballentechnik. Praktische Landtechnik, 5: 7-10.
13. Strasser H., Mühlebach J. 1987. Schlagkräftiges Ballenladen ist teuer. Lohnunternehmen, 8: 450-454.
14. Tremblay D., Savoie P., LePhat Q. 1997. Power requirements and bale characteristics for a fixed and variable chamber baler. Canadian Agricultural Engineering, 39(1): 73-76.

В статті проведений літературний огляд, присвячений аналізу основних техніко-економічних показників різних конструкцій пакувальних пресів (пресопідбірачів) для прибирання соломи і сена. Установлено, що ефективність роботи пакувальних пресів залежить в основному від двох факторів: вологості (найвища продуктивність досягається при збиранні рослинної маси з вологістю, близької до 50%) і розмірів пресованого матеріалу (кіпи). Обґрунтовується, що пакувальні преси, які формують кіпи великих розмірів, можуть забезпечувати підвищення продуктивності при збиранні врожаю рослинної маси в 4 рази.

В статье проведен литературный обзор, посвященный анализу основных технико-экономических показателей разных конструкций упаковочных прессов (пресподборщиков) для уборки соломы и сена. Установлено, что эффективность работы упаковочных прессов зависит в основном от двух факторов: влажности (наивысшая производительность достигается при уборке растительной массы влажностью, близкой до 50%) и размеров прессованого материала (кипы). Обосновывается, что упаковочные прессы, формирующие кipy больших размеров, могут обеспечивать повышение производительности при уборке урожая растительной массы в 4 раза.

Дослідження зношування робочих органів дискових борін

Наведено результати досліджень зношування робочих органів дискових борін та встановлено особливості характеру їх спрацювання для вітчизняних і зарубіжних машин.
грунт, диск, робочий орган, зношування, коефіцієнт тертя

Постановка проблеми

В структурі парку сільськогосподарських машин України дискові борони займають близько 40% від загальної кількості ґрунтообробних знарядь [1]. Причому, якість їх роботи в значній мірі залежить від конструктивних параметрів дискових робочих органів. Як відомо в процесі роботи номінальні розміри диска, в результаті спрацювання зазнають змін, що значно впливає на всі показники технологічного процесу. Тому постає проблема у дослідженні процесу зношування дисків, що дозволить вирішити питання керування зносом дисків і підвищити ефективність експлуатації дискових ґрунтообробних знарядь та розробити ефективну технологію їх ремонту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Як відомо, за характером виконання роботи дискові машини діляться на плуги, лушпильники і борони. В свою чергу борони бувають симетричні і несиметричні.

Дискові борони, в залежності від призначення, поділяються, на польові (легкі, середні та важкі), садові і болотні, а за способом агрегування з трактором – начіпні та причіпні [2]. Їх основні конструктивні та технологічні параметри наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Основні конструктивні та технологічні параметри дискових борін

Вид дискових борін	Глибина обробки	Параметри дискових ґрунтообробних знарядь			
		Діаметр дисків, мм	Відстань між дисками, мм	Кут атаки, град	Кут заточки леза диска, град
Польові	6-24	450-700	165-250	10-25	10-20
Садові	10-30	до 560	до 300	15-25	15-25
Болотні	14-30	560-680	до 300	10-20	15-25

В процесі роботи відбувається зношування робочих поверхонь дискових борін в результаті «царапання» металу гострими кутами і ребрами твердих частинок ґрунту. З числа мінералів, що утворюють ґрунт, найбільшу твердість мають частинки кварца (7 одиниць по шкалі Мооса) і польового шпата (6 одиниць) [2].

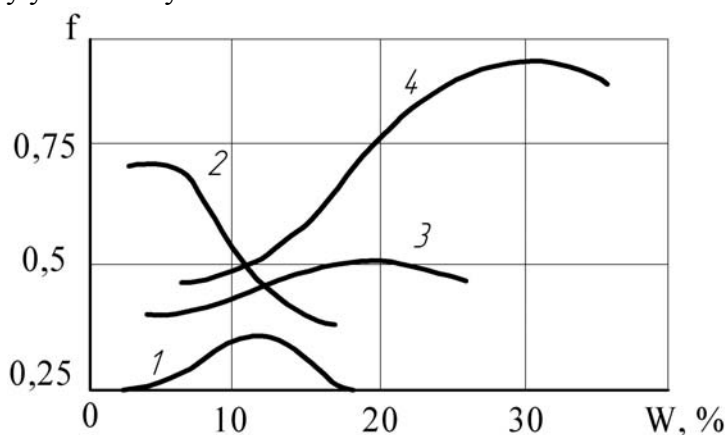
Ці два мінерали являються основною складовою піщаних і супіщаних ґрунтів, що пояснює швидкий знос робочих органів при роботі на даних ґрунтах.

Інтенсивність зносу робочих органів ґрунтообробних машин в свою чергу також залежить і від коефіцієнта тертя f , а величина коефіцієнта тертя залежить від механічного складу, вологості, шорсткості робочої поверхні, матеріалу з якого

виготовлений робочий орган, а також від питомого тиску на поверхню контакту і швидкості ковзання ґрунту.

Визначенню величини коефіцієнта тертя ґрунту по сталі присвячено велику кількість робіт, але незважаючи на це, данне питання і досі залишається відкритим. Причиною цього є велике різноманіття режимів роботи і обладнання, що використовується при досліджах, а також випадкового вибору типу і механічного складу досліджуємого ґрунту.

Зміна вологості ґрунту по-різному впливає на величину коефіцієнта тертя піщаних та глинистих ґрунтів. П.У. Бахтіном та іншими дослідниками встановлено, що зі збільшенням вологості суглинистих і глинистих ґрунтів різних генетичних типів (від повітряно-сухого стану до 60-80% відносної вологості) значення коефіцієнта тертя ґрунту по шліфованій сталі зростає, а по досягненню максимального значення – зменшується [3] (рис. 1, криві 3 і 4). При цьому чим важчий механічний склад ґрунту, тобто чим більший в ньому вміст глинистих частинок, тим більше значення коефіцієнта тертя цього ґрунту у вологому стані по сталі.



1 – піщаний ґрунт; 2 – супіщаний зв'язаний ґрунт; 3 – середній суглинок; 4 – тяжкі суглинки і глини

Рисунок 1– Зміна коефіцієнта тертя f ґрунту по сталі в залежності від вологості

Збільшення значення коефіцієнта f глинистих і суглинистих ґрунтів зі збільшенням їх вологості пояснюється зростанням сил міжмолекулярної взаємодії частинок ґрунту і сталюї поверхні, а зниження після переходу максимуму – появою на поверхні контакту вільної води, яка виконує роль мастила.

Границі зміни коефіцієнта тертя піщаних ґрунтів по сталі, обумовлені збільшенням вологості ґрунту, досліджені ще недостатньо, тому криві 1 і 2, зображені на рис. 1, являються в відомій мірі, гіпотетичними.

Збільшення вологості рихлих (позбавлених зв'язаності) піщаних ґрунтів від гігроскопічної до максимальної капілярності викликає ріст коефіцієнта f до його максимального значення; при подальшому збільшенні вологості величина коефіцієнта f зменшується. Пояснити такий характер зміни коефіцієнта тертя можливо наступним чином: при малій вологості ґрунту ковзання сталі по поверхні рихлого піску супроводжується перекочуванням шару піщинок, взаємодіючих зі сталюю пластину, по підстилаючому шару, що зменшує величину коефіцієнта тертя. Зволоження піску і поява у нього міжмолекулярних зв'язків, зменшує рухомість шару піщинок, які взаємодіють з сталюю поверхнею, а також поява молекулярних сил, обумовлює прилипання частинок ґрунту до сталюї поверхні, що призводить до збільшення коефіцієнта тертя. Подальше зволоження піщаного ґрунту супроводжується появою вільної води, яка змащує поверхню тертя. Значення коефіцієнта при цьому зменшується.

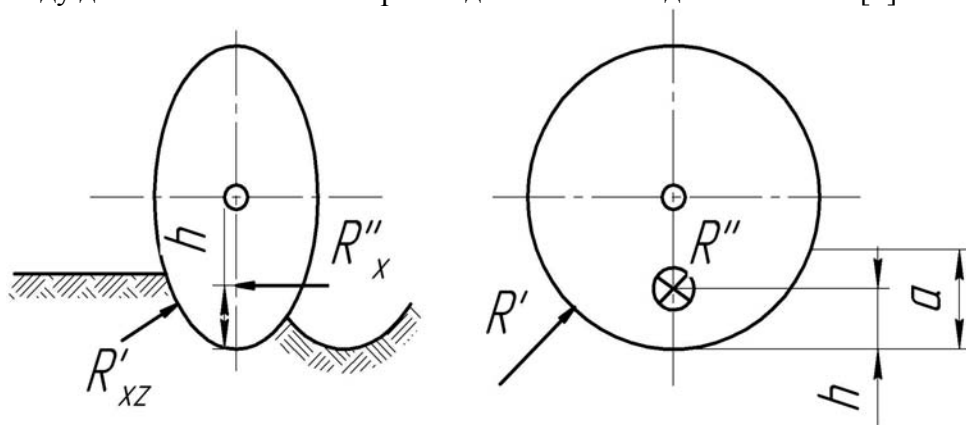
Найбільше значення коефіцієнта тертя при ковзанні сталі по поверхні піщаного ґрунту, який знаходиться у зв'язаному стані, спостерігається при малій вологості (рис. 1. крива 2). В цьому випадку піщинки ґрунту, які взаємодіють зі сталюю поверхнею, спричиняють її інтенсивний абразивний знос (царапають її подібно наждачній бумазі). Збільшення вологості такого ґрунту призводить до її розм'якшення, при цьому знижуючи міцність закріплення в ґрунті піщинок, які взаємодіють зі сталюю поверхнею, що в свою чергу знижує величину коефіцієнта тертя.

Суперечливі данні і про вплив швидкості ковзання ґрунту на величину коефіцієнта тертя. Деякі вчені вважають що при зростанні швидкості ковзання зростає і коефіцієнт тертя (Прігожая М.Г., Багіров І.З.), деякі навпаки (Виноградов В.І.), а Примов Р.Я., проводячи експериментальні дослідження, не виявив зміни коефіцієнта тертя при зміні швидкості ковзання. Тому можна вважати, що зміна швидкості ковзання ґрунту по сталі в межах 0,5-4,0 м/с не призводить до зміни коефіцієнта тертя.

Збільшення питомого тиску p на поверхню контакту металу з ґрунтом на думку таких вчених як Щучкін Н.В. і Яковенко А.Т. (які займалися фундаментальним вивченням даного питання в 50-60 роках минулого століття) призводить до зменшення коефіцієнта тертя, так як при цьому в результаті ущільнення ґрунту на поверхню тертя надходить вільна вода, яка виступає в ролі мастила. Однак, це твердження можна вважати вірним лише для тих значень вологості, які перевищують значення вологості, що відповідає максимальному значенню коефіцієнта тертя[2]. На даний час дослідження в цьому напрямку не проводяться, а тому це явище потребує подальшого вивчення.

Особливо складно дослідити вплив питомого тиску на зміну коефіцієнта тертя в дискових ґрунтообробних знаряддях. Це пов'язано з тим, що елементарний опір ґрунту на робочій поверхні і лезі сферичного диска не має однієї рівнодіючої сили, а приводиться до двох мимобіжних сил R' і R'' (рис. 2).

Сила R' проходить через вісь обертання диска, а сила R'' паралельна осі обертання диска і знаходиться на відстані h від дна борозни, рівній приблизно половині глибини ходу дисків. Загальний опір складається із складових R' і R'' [4].



R' і R'' – сили які чинять опір на сферичний диск; a – глибина обробітку; h – відстань на якій сила R'' чинить опір на сферичний диск $h=1/2$.

Рисунок 2 – Сили, що діють на сферичний диск

Експериментально встановлено, що питомий опір для двохсхідних польових (легких та середніх) і садових дискових борін, в залежності від типу ґрунту, глибини обробітку і кута атаки складає $K = 200-300$ кг/м, а для важких польових борін при глибині обробітку $a = 10-24$ см відповідно $K = 400-800$ кг/м [4].

З усього вище сказаного можна виділити фактори, які впливають на знос робочих органів ґрунтообробних машин (РОГМ) (рис. 3).

Мета досліджень

Встановити, на основі параметрів зношування дискових робочих органів передумов для створення наукових пропозицій з підвищення ефективності їх експлуатації та ремонту.

Результати досліджень

Фактори, що впливають на знос дискових робочих органів були врахованні при дослідженні зносу робочої поверхні дискових борін, а саме: вологість ґрунту, механічний склад ґрунту, питомий опір ґрунту, матеріал з якого виготовлений диск, а також геометричні форми знаряддя. Також було враховано і твердість ґрунту, адже це обов'язкова умова при випробовуванні будь яких ґрунтообробних машин що передбачена ГОСТами.



Рисунок 3 – Фактори, що впливають на знос РОГМ

Тому, враховуючи все вище сказане, було досліджено закономірності зносу дискових робочих органів в залежності від матеріалу з якого виготовлені диски і їх геометричних параметрів. Адже саме цими показниками відрізняються вітчизняні і зарубіжні диски. А всі інші фактори при дослідженні залишити сталими. Це дозволило нам об'єктивно порівняти знос дисків в залежності від цих двох факторів і дати об'єктивну оцінку їх ресурсу використання.

Дослідження зносу робочої поверхні диску проводилося на важких боронах БДВ-7 виготовлених на ВАТ "Вишевичі Агротехніка" (Україна) та на важких боронах фірми Bellota (Іспанії). Ці дві машини працювали в однакових умовах які наведені в таблиці 2.

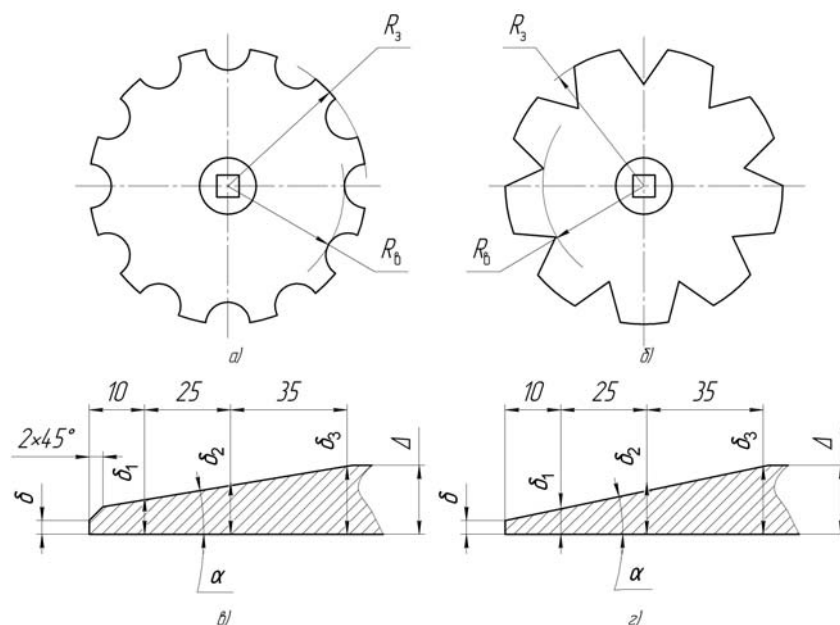
Таблиця 2 – Умови випробовування дискових борін

Марка борони	Показники								
	Фон поля	Тип ґрунту	Рельєф	Вологість ґрунту по шарах, %			Твердість ґрунту по шарах, МПа		
				0-50 мм	51-100 мм	101-150 мм	0-50 мм	51-100 мм	101-150 мм
Bellota	Озима пшениця	Чорнозем легкосуглин- ковий	Рівнинний (нахил <5°)	6,8	14,2	15,6	0,47	1,17	1,79
БДВ-7									

Диски БДВ-7 виготовленні зі сталі 65Г твердістю 37-42 HRC, а диски фірми Bellota виготовленні зі сталі 28MnB5, яка має твердість 48-52 HRC. Значення номінальних розмірів дисків наведено у таблиці 3, а схема за якою проводяться заміри необхідних розмірів зображена на рис 4.

Таблиця 3 – Номінальні розміри дисків

Борона	Показник				
	Радіус диска за вершинами зубів,	Радіус диска	Кут заточки ріжучої, кромки, α , град	Товщина ріжучої кромки, δ , мм	Товщина основного металу, Δ , мм
Bellota	350	305	18	<0,5	6
БДВ-7	330	255	23	0,5-1,5	6



а) новий диск борони Bellota; б) новий диск борони БДВ-7; в) переріз зуба дисків борони Bellota; г) переріз зуба дисків борони БДВ-7; R_3 – радіус по вершині зуба; R_6 – радіус по основі зуба; $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – товщина металу в точці 1, 2 і 3 відповідно; δ – товщина ріжучої кромки диска; Δ – початкова товщина металу

Рисунок 4 – Схема вимірювань

Вимірювання основних розмірів дисків проводили при напрацюванні 30, 60, 90, 120 та 150 га на один диск відповідно.

При перших 30 га у борони БДТ-7 відмічено значне збільшення кута загострення α при незначній зміні величини різальної кромки δ , що свідчить про здатність зубів диска до самозаточування.

При напрацюванні до 60 га на один диск відбувалося різке затуплення ріжучої кромки дисків БДВ-7, а у дисків Bellota навпаки відбувався ефект самозаточування.

При подальшій експлуатації борін було відмічено рівномірне спрацювання зубів по діаметру з інтенсивністю 0,11-0,12 мм/га для дисків БДВ-7 та 0,05-0,078 мм/га для дисків Bellota.

Якість роботи дискової борони оцінюється трьома основними параметрами (відповідно до агротехнічних вимог): глибина обробітку – 12 см при куті атаки 15°; гребнистість 3,2 см; підрізання бур'янів – 92,8%.

Допустимі відхилення від агротехнічних вимог: глибина обробітку 8-18 см, гребнистість не більше 3 см, підрізання бур'янів – не менше 95%. При порушенні агротехнічних вимог подальша експлуатація дискових борін забороняється.

При напрацюванні у 90 га на один диск було встановлено різку зміну якісних показників обробітку ґрунту бороною БДТ-7, а саме: зменшення глибини обробітку, збільшення гребнистості, погіршення подрібнення рослинних решток, що свідчить про порушення агротехнічних вимог. Аналогічний ефект у борони Bellota був відмічений при напрацюванні 150 га. Тобто при такому напрацюванні якість обробітку не відповідала агротехнічним вимогам. Тому такий стан можна називати граничним, а диски необхідно ремонтувати або замінювати на нові.

Результати замірів основних конструктивних розмірів дискових робочих органів при досягненні граничного стану, згідно схеми рис. 2, наведені у таблицях 4 і 5.

Таблиця 4 – Заміри розмірів зубчастих дисків борони Bellota при напрацюванні 150га на один диск

№ диска	Зуб	Rз, мм	Rв, мм	δ_1 , мм	δ_2 , мм	δ_3 , мм	Δ , мм
1	1	310	292	4,26	4,68	4,87	5,96
	2	310	292	4,43	4,65	4,91	
	3	310	292	4,42	4,67	4,88	
2	1	309	293	4,36	4,55	4,83	5,83
	2	309	292	4,27	4,59	4,78	
	3	310	292	4,34	4,53	4,75	
3	1	312	293	4,26	4,69	4,96	5,79
	2	311	294	4,42	4,68	5,01	
	3	311	293	4,46	4,68	4,95	
4	1	312	293	4,40	4,60	4,87	5,80
	2	312	293	4,47	4,76	4,97	
	3	311	293	4,52	4,72	4,95	
5	1	310	292	4,37	4,61	4,98	5,82
	2	310	291	4,42	4,60	4,93	
	3	310	292	4,39	4,48	5,00	

Таблиця 5 – Заміри розмірів зубчастих дисків борони БДВ-7 при напрацюванні 90 га на один диск

№ диска	Зуб	Rз, мм	Rв, мм	δ_1 , мм	δ_2 , мм	δ_3 , мм	Δ , мм
1	1	250	233	1,92	3,34	4,10	5,63
	2	251	232	1,93	3,40	4,12	
	3	250	232	1,90	3,37	4,10	
2	1	265	241	1,43	3,62	4,57	5,15
	2	265	240	1,50	3,64	4,50	
	3	264	241	1,48	3,57	4,61	
3	1	255	250	1,75	3,67	4,98	5,27
	2	270	256	1,87	3,79	4,77	
	3	268	258	1,84	3,80	4,87	
4	1	254	245	2,00	3,57	4,60	5,29
	2	257	244	2,01	3,71	4,73	
	3	253	245	1,95	3,63	4,58	
5	1	265	249	1,80	3,30	4,45	5,00
	2	257	245	2,01	3,45	4,70	
	3	244	242	1,93	3,25	4,51	

Аналізом таблиць 4 і 5 встановлено, що граничні розміри Rз і Rв у дисків борони БДВ-7 в середньому складають 257,8 мм і 243,5 мм відповідно, а у дисків борони Bellota – 310,5 мм і 292,0 мм. Диски БДВ-7 за зовнішнім радіусом зносилися на 72,2 мм (22% від номінального розміру), а за радіусом по основі зуба – на 11,5 мм (5% від номінального розміру). При цьому знос дисків Bellota склав відповідно за зовнішнім радіусом 39,54 мм і за радіусом по основі 13 мм (що складає відповідно 12% і 5%) З чого можна зробити висновок, що диски інтенсивніше зносилися за зовнішнім радіусом.

Висновки

В процесі проведених експериментальних досліджень дискових борін БДВ-7 та Bellota було з'ясовано:

1. При напрацюванні до 60 га на один диск відбувалося різке затуплення ріжучої кромки дисків.
2. У дисків борони Bellota на всіх етапах спостережень був відмічений ефект самозагострення.
3. Граничний стан у дисків борони БДВ-7 настає при напрацюванні 90 га на один диск, а у дисків борони Bellota при 150 га на один диск.
4. Для підвищення ефективності експлуатації дискових борін необхідно розробити технологію їх виготовлення і відновлення, що буде базуватися на сучасних способах зміцнення зубчастих робочих поверхонь дискових борін.

Перспективи

Встановлення закономірностей зносу дискових РОГМ від факторів, які впливають на знос.

Список літератури

1. С.М Дудак. Дискові ґрунтообробні знаряддя, основні параметри та особливості.- Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 91, 2007.- С. 368.
2. Синеоков Г.П., Панов И.М. Теория и расчёт почвообрабатывающих машин. М.: «Машиностроение», 1977.- 328 с.
3. Бахтин П.У. Исследования физико-механических и технологических свойств основных типов почв СССР. М., «Колос», 1969. – 268 с.
4. Венгенков Н.А. Попов Е. И. Механизация обработки почвы. М.: «Колос», 1972.-272 с.
5. Звіт випробовування борін ННЦ «ІМЕСГ» за 2007 р.

Представлено результаты исследований изнашивания рабочих органов дисковых борон и установлено особенности характера их износа для отечественных и зарубежных машин.

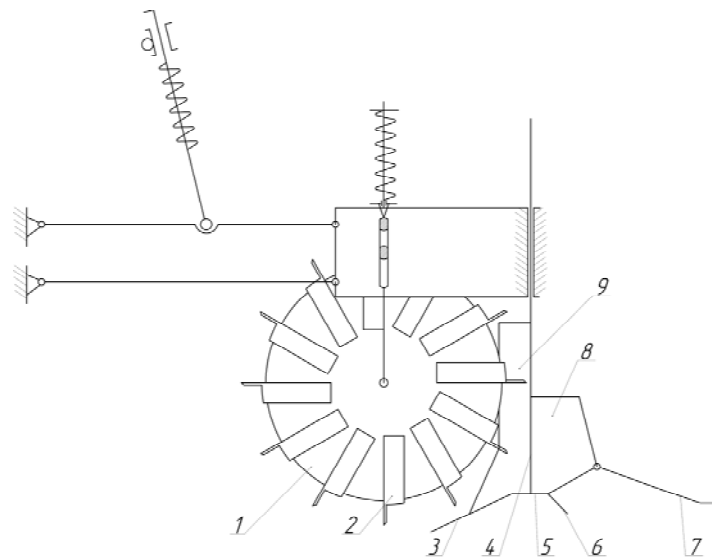
It is presented results of researches of wear process of working organs of disk harrows and it is established features of character of their deterioration for domestic and foreign machines.

Аналіз кінематики руху і обґрунтування конструктивних параметрів зубчастого диска-очисника для прямого посіву

В статті розглянуто кінематику руху зубчастого диска-очисника, встановлено залежність кута входження зуба у ґрунт від глибини його ходу і радіуса обертання, залежність розрахунку кута установки зуба з метою реалізації його раціональної взаємодії з ґрунтом.

прямий посів, сошник, рослинні рештки, траєкторія, зубчастий диск-очисник

Згідно технології проведення посівних робіт по попередньо не обробленому полю за принциповою схемою сошника (рисунк 1) першим і важливим робочим органом, що контактує з ґрунтом є зубчастий диск[1, 2, 3]. Як відзначалось його роль полягає в першочерговому проході по полю і видаленні та подрібненні пожнивних решток (коріння) рослин попередника. Це необхідно для забезпечення ефективності роботи наступних робочих органів посівної секції і забезпечення виконання якісного посіву.



1 – зубчастий диск-очисник; 2 – підкопуючий зуб; 3 – долото; 4 – борозноутворювач; 5 – захисна пластинка; 6 – виступ формуючий борозну; 7 – насінезагортаюча п'ятка; 8 – лійка подачі насіння; 9 – ніж

Рисунок 1 – Принципова схема сошника для прямого посіву КНТУ

Зубчастий диск-очисник є активним робочим органом, який не має свого власного приводу. Він приводиться в дію за рахунок зчеплення з ґрунтом виступаючими зубами. Тому в його роботі особлива роль належить узгодженості руху окремих елементів для створення раціональних умов входження зубів у ґрунт, виконанні підкопування коріння, видалення його з ґрунту, підведення під ніж для ефективного перерізання і направлення відокремлених частин на відповідні смуги

поверхні засіяного поля. Така складна багатфункціональна роль зубчастого диска накладає вимоги до обґрунтування його конструктивних параметрів.

Елементом зубчастого диска-очисника, який безпосередньо взаємодіє з корінням і пожнивними рештками є виступаючий зуб. Його абсолютний рух складається з двох наступних: відносного і переносного. Відносний рух відбувається в результаті обертання зубчастого диска навколо власної осі, а переносний забезпечується переміщенням сівалки у вздовж рядка. Схематично рух зубчастого диска досліджуємого сошника прямого посіву представлено на (рисуноку 2).

Науковий і практичний інтерес представляє розгляд траєкторії руху точки зуба найбільш віддаленої від центру обертання зубчастого диска (точка M).

Для математичного опису і аналізу траєкторії руху виберемо слідуєчі системи координат: нерухому XOY і рухому xoy , що переміщується разом з центром обертання зубчастого диска. В нерухомій системі координат переміщення центру O (дисуку) відбувається зі швидкістю V_c направленою вздовж висівного рядка.

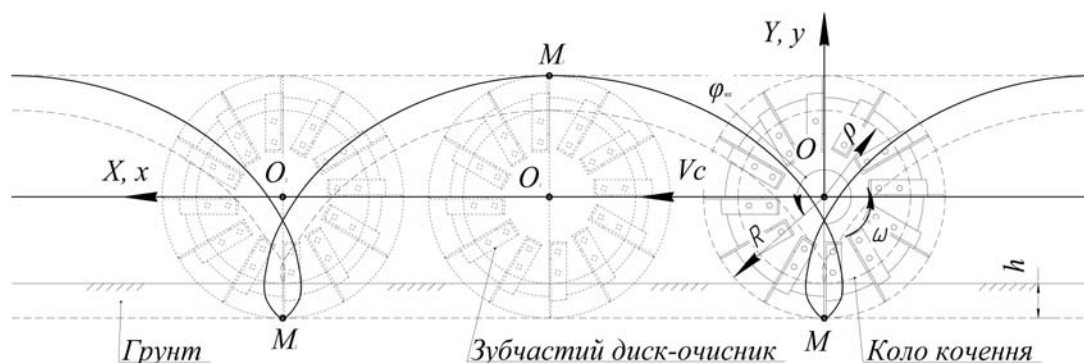


Рисунок 2 – Схема переміщення зубчастого диска-очисника сошника прямого посіву

Правомірно прийняти, що глибина ходу зубчастого диску визначається динамічною рівновагою між системами спрямованими на заглиблення його у ґрунт і опором ґрунту проникненню диску. До сил, що сприяють заглибленню, слід віднести силу тяжіння робочого органу, силу обумовлену дією натискної пружини регулятора глибини і сили заглиблення від дії долота. Опір заглибленню створюють насамперед робочі поверхні виступаючих зубів, торцева поверхня диску, виступ формуючий борозну і в деякій мірі насіннезагортаюча п'ятка. Результатом взаємодії цих сил є переміщення зубів на необхідній глибині попереднього обробітку ґрунту.

Так як переміщення корпусу сошника відносно поверхні поля відбувається без вертикальних коливань паралельно самій поверхні, для виводу рівняння траєкторії руху зуба правомірно допустити, що зубчастий диск переміщається деяким колом радіусом ρ по прямій паралельній поверхні поля. Тільки точки цього направляючого кола без проковзування переміщується по прямій, є миттєвим центром обертання і являється основою для виводу рівняння руху елементів зуба. Згідно [4, 5] точки утвореного кола в подвійному русі вздовж поля і обертовому навколо власної осі задають траєкторію циклоїди. Всі інші точки поверхні зуба над і під утворюючим колом описують траєкторії трохоїди. Глибина заглиблення зубів встановлюється спеціальним механізмом регулювання глибини ходу сошника і повинна бути не меншою глибини заглиблення h основної частини кореневої системи пожнивних решток, складаючи єдине сімейство плоских кривих цього класу. Якщо прийняти, що зубчастий диск радіусом ρ перекочується по полю без ковзання, то глибина заглиблення буде дорівнювати:

$$R - \rho \leq h, \quad (1)$$

де R – радіус обертання кінця зуба зубчастого диска.

Чим менше різниця між $R - \rho$ і h , тим ближче до поверхні поля знаходиться утворююче коло траєкторії руху. При його перекочуванні по поверхні поля маємо

$$R - \rho = h. \quad (2)$$

Точки M кола що утворюється радіусом ρ , при перекочуванні по полю без ковзання відповідає траєкторія звичайної циклоїди. Координата точки M , що відповідає найбільшому віддаленню зуба, можна записати у вигляді наступної системи рівнянь;

$$\begin{cases} \bar{X}_M = \bar{X}_{nm} + \bar{x}_{om} \\ \bar{Y}_M = \bar{Y}_{nm} + \bar{y}_{om} \end{cases}, \quad (3)$$

де $\bar{X}_{nm}, \bar{Y}_{nm}$ – переносне переміщення точки M відповідно по осям X і Y

$\bar{x}_{om}, \bar{y}_{om}$ - відносне переміщення токи M відповідно по осям x і y .

Переносне переміщення – це переміщення сівалки а значить і центра O зубчастого диска і воно за деякий проміжок часу t , буде дорівнювати:

$$\begin{cases} X_{nm} = V_c \cdot t \\ Y_{nm} = 0 \end{cases}. \quad (4)$$

Відносне переміщення зв'язане з круговим рухом точки M навколо центра O . Його можна визначити:

$$\begin{cases} x_{om} = R \cdot \sin \varphi \\ y_{om} = R \cdot \cos \varphi \end{cases} \quad (5)$$

де φ – кут повороту зубчастого диска за час t ($\varphi = \omega \cdot t$).

Підставляючи складові з рівнянь (4) і (5) в систему рівнянь (3) отримаємо:

$$\begin{cases} \bar{X}_M = V_c \cdot t + R \cdot \sin \varphi \\ \bar{Y}_M = R \cdot \cos \varphi \end{cases}. \quad (6)$$

Або

$$\begin{cases} \bar{X}_M = V_c \cdot t + R \cdot \sin(\omega t) \\ \bar{Y}_M = R \cdot \cos(\omega t) \end{cases}. \quad (7)$$

Кутову швидкість кругового руху зубчастого диска-очисника, враховуючи, що перекочування відбувається без проковзування, можна знайти з співвідношення:

$$\omega = \frac{V_c}{\rho}. \quad (8)$$

В свою чергу, радіус кола кочення, як видно з (рисунка 2), дорівнює:

$$\rho = R - h. \quad (9)$$

Тоді підставляючи в систему рівнянь (7) її складові маємо:

$$\begin{cases} \bar{X}_M = V_c \cdot t + R \cdot \sin\left(\frac{V_c}{R-h} \cdot t\right) \\ \bar{Y}_M = R \cdot \cos\left(\frac{V_c}{R-h} \cdot t\right) \end{cases}. \quad (10)$$

Отримана системи рівнянь (10) описує траєкторію руху найбільш віддаленої точки зуба M , що обертається навколо центру O .

Форма траєкторії залежить від співвідношення швидкостей обертального і поступального руху. Тобто:

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_c}. \quad (11)$$

Так як в запропонованій конструкції сошника згідно технологічному процесу необхідно щоб зуб входив у ґрунт і виконував підкопуючу дію відносно корневих решток, тоді коефіцієнт λ завжди повинен мати значення $\lambda > 1$.

Підставляючи λ в рівняння (6) запишемо:

$$\begin{cases} X_m = R\left(\frac{\varphi}{\lambda} + \sin \varphi\right) \\ Y_m = R \cdot \cos \varphi \end{cases} \quad (12)$$

Тобто траєкторія руху зануреної у ґрунт частини зуба описується подовженою циклоїдою – трахоїдою.

Важливим при входженні у ґрунт і переміщенні в ньому є правильна орієнтація зубчастого робочого органу. Швидкості його переміщення відносно вибраних осей можуть бути отримані при диференціюванні рівнянь (10):

$$\begin{cases} V_{xm} = \frac{dx_m}{dt} = V_c + R \cdot \cos\left(\frac{V_c}{R-h} \cdot t\right) \cdot \frac{V_c}{R-h} \\ V_{ym} = \frac{dy_m}{dt} = -R \cdot \sin\left(\frac{V_c}{R-h} \cdot t\right) \cdot \frac{V_c}{R-h} \end{cases} \quad (13)$$

При входженні зуба у ґрунт між вертикальною і горизонтальною складовими швидкості повинні виконуватися певні співвідношення, які б забезпечили входження зуба у ґрунт таким чином, щоб його зовнішня сторона не наштовхувалась на передній зріз ґрунту і не створювала додаткового опору, на подолання якого стане необхідним додаткова витрата зусиль. Проблеми зщеплення зуба з переднім зрізом ґрунту не виникне, якщо буде виконуватись умова:

$$V_{xm} \leq 0, \quad (14)$$

де V_{xm} - горизонтальна складова швидкості прийнятої точки зуба.

Тобто горизонтальна складова швидкості крайньої точки зуба не повинна бути спрямована в напрямку руху сівалки. При русі зубчастого диска зуб може входити в ґрунт з нулевою або з від'ємною горизонтальною швидкістю.

Для більш детального аналізу виконання умови входження і переміщення зуба у ґрунті при видаленні коріння рослинних решток, розглянемо нижню частину траєкторії його руху (рисунок 3).

Зубчастий диск представляє собою активний робочий орган, який не має власного приводу, а отримує рух від зчеплення зубів з ґрунтом. Тобто зубчастий диска в своїй роботі взаємодіючи з пожнивними рештками кінематично зв'язаний з рухом всієї сівалки. В цьому випадку коли кутова швидкість кочення зубчастого диска залежить від швидкості сівалки особливо важливо проаналізувати кінематику входження і переміщення зубів у ґрунті.

Гранична умова не защемлення зовнішньої поверхні зуба зрізом ґрунту виходячи з першого рівняння системи (13) дає:

$$-\frac{R-h}{R} = \cos \varphi. \quad (15)$$

Враховуючи, що в четвертому квадранті переміщення зуба, згідно прийнятої схеми (рисунок 2), при кутах повороту $\varphi > 270^\circ$, $\cos \varphi > 0$ можна записати:

$$\varphi_{\text{ex}} = \arccos\left(\frac{R-h}{R}\right). \quad (16)$$

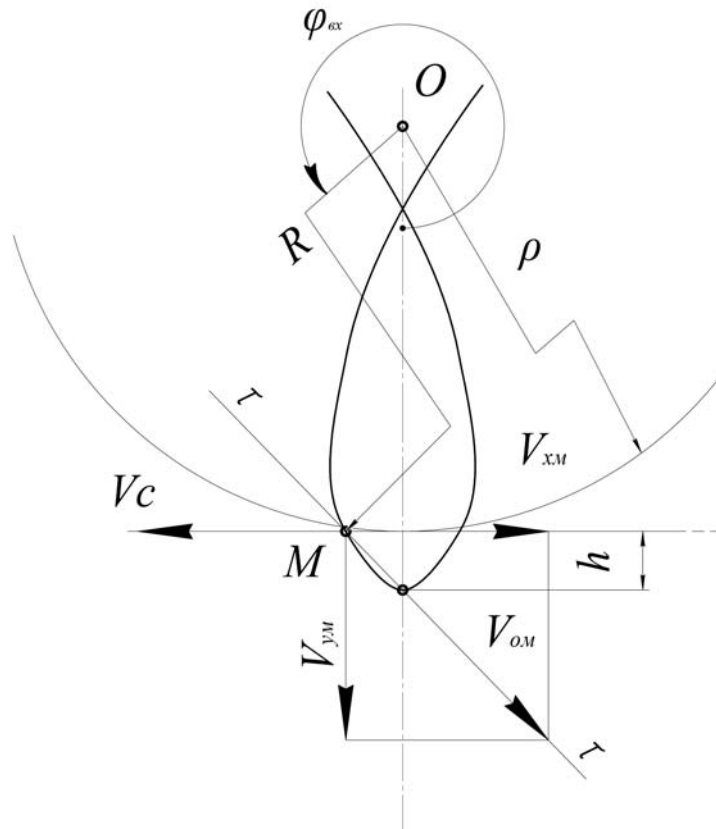


Рисунок 3 – Траєкторія руху зуба при входженні і переміщенні у ґрунті.

Як видно з отриманого рівняння на граничне значення кута повороту зуба, після досягнення якого горизонтальна швидкість стає меншою нуля і можливе підкопування пожнивних решток, залежить, від заглиблення зуба і радіуса його обертання. Графічне зображення отриманої залежності (рисунок 4) показує, що вона носить нелінійний характер. Зі збільшенням заглиблення граничне значення кута входу зуба також зменшується.

Із представлених залежностей також видно, що при фіксованій глибині ходу сошника зменшення радіуса обертання зуба приводить до зменшення кута його входження у ґрунт. Це відповідає реальній фізичній моделі роботи зубчастого робочого органу.

В подальшому русі зуба після проходження граничного значення кута входження в ґрунт, горизонтальна складова швидкості краївки зуба буде збільшуватись до досягнення самої нижчої точки траєкторії. Це сприяє відводу зовнішньої поверхні зуба від зрізу ґрунту. І тільки після проходження нижньої точки горизонтальна швидкість буде знижуватися, а орієнтація зовнішньої поверхні сприятиме її контакту з обрізом ґрунту, що є важливим фактором для забезпечення необхідних зусиль на привід зубчастого диску. В цій фазі руху (після проходження нижньої точки) опір робочої поверхні зуба на зріз ґрунту необхідний для створення крутного моменту на зубчастому диску і є джерелом його роботи. Так як зубчастий диск має певну необхідну кількість зубів які рівномірно розташовані по колу диска і знаходяться в різних фазах взаємодії з ґрунтом, то джерелом енергії для зуба, що починає входити в ґрунт є крутний момент обумовлений роботою зубів, які вже пройшли нижню точку траєкторії руху.

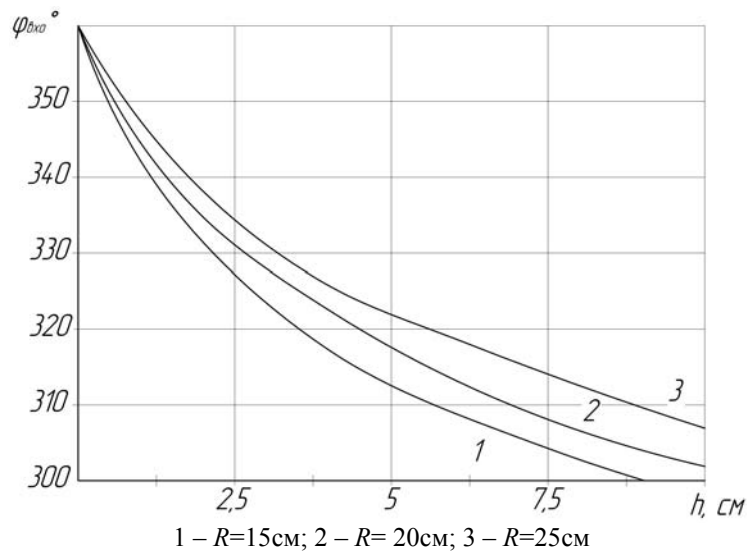


Рисунок 4 – Залежність кута входження зуба у ґрунт від глибини його ходу і радіуса обертання

Узгодженість руху зубчастого робочого органу для запобігання затирання його зовнішньої сторони полягає в тому, що точка контакту M повинна встигати відходити від зрізу ґрунту з урахуванням постійного переміщення сівалки вперед зі швидкістю V_c . Але не затирання зуба в точці M не є повною гарантією того, що зовнішня поверхня не буде нашттовхуватися на зріз ґрунту. Не затирання в точці M є необхідною, але не достатньою умовою правильного розташування зуба, яке б забезпечувало його ефективну роботу. Для того, щоб зуб входив у ґрунт як можна ближче до вертикального положення і в той же час жодною точкою зовнішньої поверхні і не нашттовхувався на утворений зріз, необхідно, щоб зуб розташовувався під деяким кутом установки γ (рисунок 4). Тоді умова незатирання витікає з переміщень в горизонтальному напрямку згідно траєкторії і установки зуба під кутом γ і може бути записана наступним чином:

$$V_c \cdot t \leq V_{xm} \cdot t + V_{ym} \cdot t \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (17)$$

Звідкіля кут установки зуба дорівнює:

$$\gamma \geq \arctg \left(\frac{V_c - V_{xm}}{V_{ym}} \right). \quad (18)$$

Очевидно, що кут установки тим більший, чим менші горизонтальна і вертикальна складові руху зуба і тим більший, чим більша швидкість руху сівалки. Тобто залежність має достатньо складний характер.

Підставляючи значення складових в умову (17) після перетворень і скорочень маємо:

$$\gamma = \arctg(-\operatorname{ctg} \varphi). \quad (19)$$

Таким чином кут установки зуба зв'язаний з кутом входження його у ґрунт зворотною тангенціальною залежністю:

$$\operatorname{tg} \gamma = -\frac{1}{\operatorname{tg} \varphi}. \quad (20)$$

Отримане рівняння дає можливість розрахувати кут установки зуба з метою реалізації його раціональної взаємодії з ґрунтом.

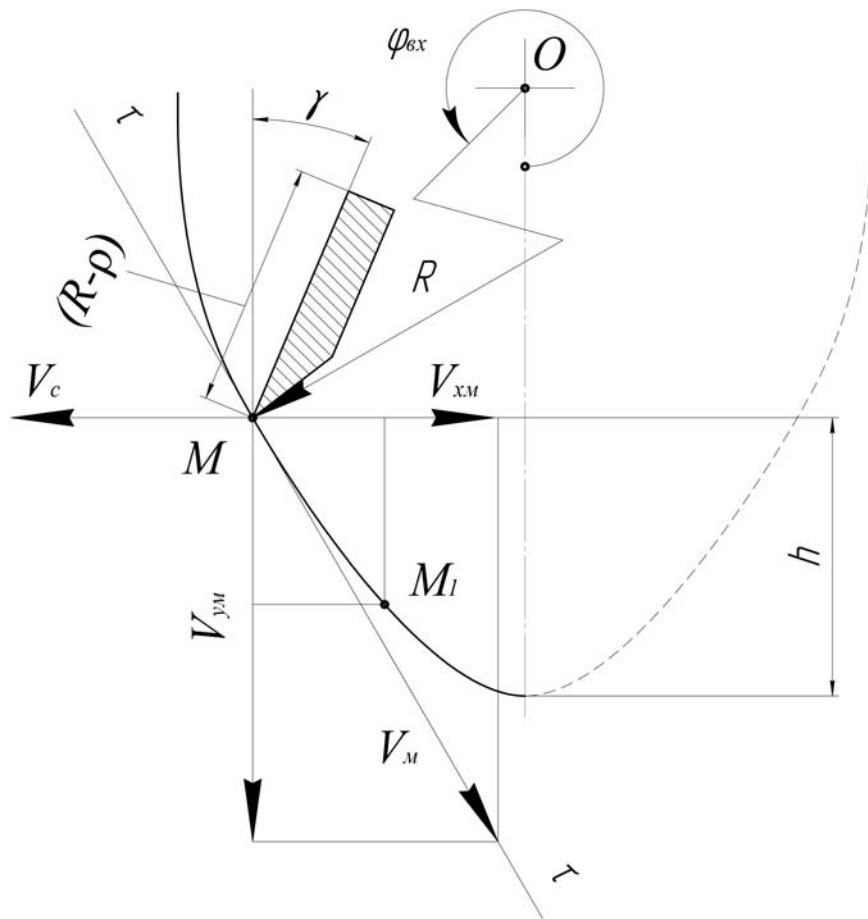


Рисунок 5 – Схема щодо визначення кута установки зуба

З форми траєкторії на ділянці взаємодії зуба з ґрунтом видно, що мінімальне значення горизонтальна складова руху зуба приймає в момент входження у ґрунт. Саме для заглиблення зуба у ґрунт важлива його правильна орієнтація, що забезпечує мінімальну енергоємність даного процесу.

Таким чином згідно прийнятої системи координат (рисунок 2) цій фазі руху зуба відповідає четвертий квадрант обертання диску навколо власної осі O . Тоді кут φ може знаходитись в межах

$$2\pi \geq \varphi \geq \frac{3}{4}\pi. \quad (21)$$

Знаючи величину кута входження зуба у ґрунт, отриманого згідно формули 16, і враховуючи, що функція тангенсу в цьому квадранті від'ємна, підставляємо її величину у формулу 20 для визначення кута установки зуба.

Очевидним є також те, що оптимальною по формі передньої поверхні зуба є криволінійна, що відповідає умові (18). Однак враховуючи, що глибина ходу зуба на багато відрізняється від радіуса його обертання, для практичних цілей достатньо виконання умови встановлення зуба під кутом, який відповідає початку входження у ґрунт.

Зменшення кута установки зуба, як видно з рівняння (18), можливо при збільшенні складових швидкостей V_{xm} і V_{ym} , або загальної швидкості обертання зуба навколо власної осі. Це означає, що зубчастому диску необхідний примусовий привод, він однак суттєво може ускладнити конструкцію комбінованого сошника. Для остаточного вирішення питання в виборі потрібно провести додаткові дослідження.

Список літератури

1. Сошник: Пат. № 17214 У Україна, А01С7/00 / Сисолін П.В., Свірень М.О., Лісовий І.О. Сисоліна І.П. (Україна); КДТУ; Заявл. 24.03.2006; Вийшла з друку 15.09.2006, Бюл. № 9.
2. Посівна секція: Пат. № 17212 У Україна, А01С7/00 / Сисолін П.В., Свірень М.О., Лісовий І.О. Сисоліна І.П. (Україна); КДТУ; Заявл. 24.03.2006; Вийшла з друку 15.09.2006, Бюл. № 9.
3. Сисолін П.В., Свірень М.О., Лісовий І.О. Пряма сівба. Задачі і напрямки розвитку сошників для прямої сівби // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. „Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”, КНТУ, 2007, випуск 37. – С. 94 – 98.
4. Берман Г. Н. Циклоида: Об одной замечательной кривой и некоторых других, с ней связанных. - 4-е изд. - М.: Изд-во ЛКИ, 2007. - 120 с.
5. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.- М.:Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981.

В статье рассмотрена кинематика движения зубчатого диска-очистителя, установлена зависимость угла входа зуба в почву от глубины его хода и радиуса вращения, зависимость расчета угла установки зуба с целью реализации его рационального взаимодействия с почвой.

In the article the kinematics of motion of toothed disk is considered, dependence of corner of entrance of tooth in soil from the depth of his motion and radius of rotation is set, dependence of computation of corner of setting of tooth with the purpose of realization of his rational co-operation with soil.

Результати експериментальних досліджень багатоструменевого способу введення матеріалу в повітряно-інерційних зерноочисних машинах замкнутого типу

В статті наведені результати експериментальних досліджень багатоструменевого способу введення матеріалу в зону очищення зерна повітряним потоком повітряно-інерційними зерноочисними машинами. Одержані закономірності якісних показників пневмосепарційного процесу від конструктивних параметрів та режимів роботи повітряно-інерційного сепаратора.

зерноочисна машина (ЗОМ), пневмосепаруючий канал (ПСК), багатоструменевий ділильник, рівняння регресії, цільова функція

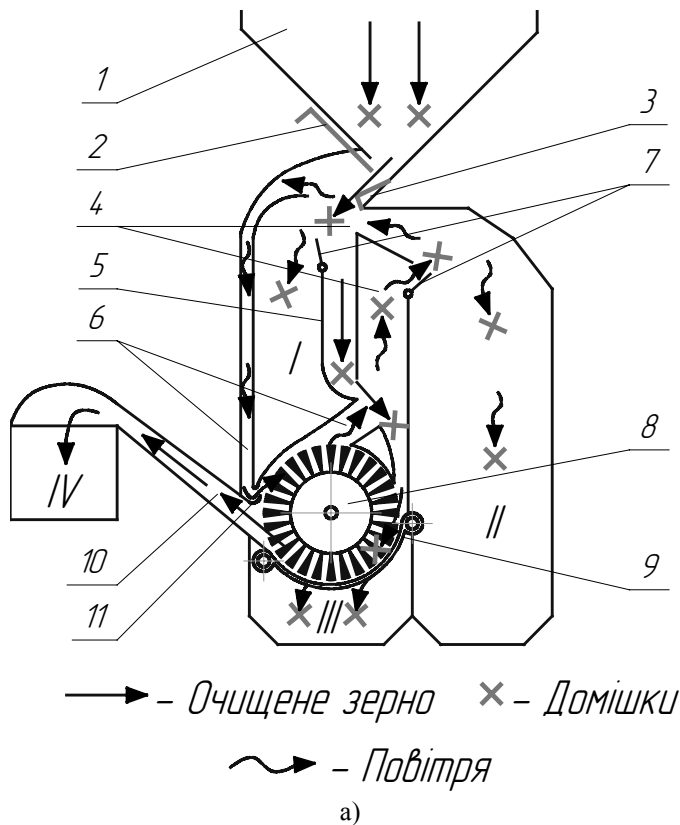
Якість і своєчасність проведення операцій післязбирального очищення зернових сумішей є визначальними факторами для забезпечення сприятливих умов подальшого зберігання та переробки зібраного врожаю. Тому підвищення ефективності роботи ЗОМ, а саме, збільшення повноти виділення та зниження кількості повноцінного зерна у відходах (чіткість сепарації) є актуальною задачею.

Аналіз існуючої техніки та способів очищення зернових сумішей [1, 2] дозволяє відмітити широке використання для цих цілей повітряно-решітних ЗОМ. Слід відмітити, що в більшості випадків показники питомої продуктивності решітної очистки в кілька раз перевищують аналогічні показники ПСК, що не лише стримує зростання продуктивності цих машин, але й знижує ефективність їх роботи. Це особливо спостерігається при роботі повітряно-інерційних ЗОМ замкнутого типу. Тому для усунення вказаних недоліків, з врахуванням напрямків інтенсифікації процесу пневмосепарації [3], було запропоновано багатоструменевий спосіб введення зернового матеріалу [4] в активну зону повітряної сепарації. Такий спосіб дозволяє значно знизити опір повітряному потоку в зоні введення матеріалу, а отже і сприяє уникненню перерозподілу швидкостей повітряного потоку по всьому поперечному перерізу каналу.

Проведені попередні дослідження вказаного способу введення матеріалу в ПСК [5] доводять його високу ефективність, а простота його здійснення, та можливість встановлення багатоструменевих ділильників на існуючі серійні машини без їх значного переобладнання, дозволяють зробити висновки про доцільність його використання. Крім того, проведені аналітичні дослідження [6, 7] повітряної сепарації зернових сумішей повітряним потоком з вдосконаленим способом введення матеріалу, аналізуючи які, можна відмітити можливість забезпечення такого способу введення матеріалу. Тому для встановлення раціональних параметрів роботи повітряної системи ЗОМ з вдосконаленим способом введення зернового матеріалу необхідно провести комплексну оцінку факторів які є визначальними при пневмосепарації.

Мета даних досліджень полягає у визначенні основних закономірностей впливу параметрів повітряно-інерційної ЗОМ з багатоструменевим способом введення зернового матеріалу на якісні показники процесу очистки.

Для дослідження впливу окремих факторів на цільові функції та знаходження раціональних значень окремих факторів було виготовлено експериментальну установку (рис. 1).



а) – схема експериментальної установки; б) – загальний вигляд експериментальної установки
 1 – бункер; 2 – дозуючий пристрій; 3 – багатоструменевий ділильник; 4 – ПСК; 5 – напрямник зернового матеріалу; 6 – повітропроводи; 7 – регулювальні заслінки; 8 – лопатевий ротор;
 9 – решето; 10 – відвантажувальний рукав; 11 – ежектор;
 I та II – приймальні камери легких домішок; III – приймальна камера дрібних домішок;
 IV – приймальна камера очищеного зерна

Рисунок 1 – Експериментальна установка

Експериментальна установка (рис. 1) складається з бункера 1, що має дозуючий пристрій 2, багатоструменевий ділильник 3, похилого та вертикального ПСК 4, направляча зернового матеріалу 5, повітропроводів 6, регулювальних заслінок 7, лопатевого ротора 8, підсівного решета 9, відвантажувального рукава 10, ежектора 11 та приймальних камер I і II – легких домішок, III – дрібних домішок, IV – очищеного зерна.

Технологічний процес роботи установки наступний. Зерновий матеріал потрапляє з бункера в похилий ПСК першої аспірації, в якому відбувається виділення легких домішок в приймальну камеру. Далі зерновий матеріал, що пройшов попередню обробку похилим повітряним потоком, напрямником подається в вертикальний ПСК другої аспірації, при цьому виніс повноцінного зерна у відходи в обох каналах регулюється регулювальними заслінками. Повітряний потік створюється лопатками ротора, що обертається, який крім вищевказаної функції захоплює зерно, очищене від легких домішок, переміщає його по решітній частині, та за рахунок інерційних сил відвантажує з машини. Під час проходження зернового матеріалу через решето, дрібні домішки просіваються і потрапляють в приймальник дрібних домішок. Установка має замкнений цикл циркуляції повітря, що забезпечується використанням ежектора, який дозволяє за рахунок різниці тисків спрямовувати відпрацьований повітряний потік в робочу зону ротора.

Кількість матеріалу, що подається на обробку регулюється дозуючою заслінкою. Перед введенням зернового матеріалу в ПСК встановлено пасивний багатоструменевий ділильник [4, 5, 7], який розділяє матеріал і вводять останній в робочу зону каналу окремими струменями.

Лопатевий ротор приводиться в дію від електродвигуна потужністю 3 кВт з частотою обертів вала 1500 об/хв через клинопасову передачу. Регулювання частоти обертання ротора здійснюється варіатором з діапазоном частот обертання 500-3000 об/хв.

Максимальну ефективність процесу очистки зернового матеріалу повітряним потоком можна досягти при раціональних співвідношеннях конструктивних параметрів розробленого пневмосепаратора між собою, чого неможливо досягти при окремому вивченні їх впливу. З метою встановлення їх взаємного впливу необхідно застосувати методику математичного планування експерименту, задачею якої є одержання статистичної математичної моделі об'єкту досліджень у вигляді рівняння регресії.

Побудова і дослідження статистичної математичної моделі зводиться до наступного:

- попереднє дослідження об'єкту;
- вибір критерію оптимізації, впливових чинників і побудова моделі;
- оцінка адекватності і відтворюваності одержаної математичної моделі;
- використання моделі для оптимізації досліджуваного процесу.

Після проведеного теоретичного аналізу можна виділити основні геометричні, кінематичні та аеродинамічні параметри, які впливають на процес пневмосепарації. Попередні пошукові експериментальні та теоретичні дослідження дають можливість визначити вплив окремих факторів та визначити їх рівні. До факторів, що мають значний вплив на процес пневмосепарації віднесли: питоме зернове навантаження на одиницю довжини каналу q_B , початкова швидкість введення зернового матеріалу в ПСК V_0 , частота обертання лопатевого ротора n та ширина багатоструменевого ділильника b . Параметричні обмеження, які являють собою рівні варіювання факторів наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Рівні варіювання факторів експериментальних досліджень

№ п.п.	Фактори		Рівні варіювання		Інтервал варіювання
	Найменування	Позначення	Верхній (+)	Нижній (-)	
1	Питоме зернове навантаження q_B , кг/дм·год.	x_1	2000	1000	500
2	Початкова швидкість введення зернового матеріалу V_0 , м/с	x_2	0,5	0,3	0,1
3	Частота обертання лопатевого ротора n , об/хв.	x_3	1200	900	150
4	Ширина багатоструменевого ділильника b , мм.	x_4	12	4	4

Критерій оптимізації, що характеризує об'єкт досліджень повинен задовольняти наступні умови:

- описувати ефект процесу з позиції кінцевої мети;
- мати певну універсальність для групи подібних процесів;

- повинен бути сукупною і вичерпною характеристикою об'єкта досліджень;
- бути статично ефективним, тобто мати низьку чутливість до незначних коливань системи;
- повинен мати чіткий фізичний зміст.

Виходячи з вище приведених умов, критеріями оптимізації для процесу очистки є ефект очистки η , % ($y_1 = \eta$) та чіткість сепарації z , % ($y_2 = z$).

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

Для визначення взаємозв'язку між конструктивними та технологічними параметрами ЗОМ і визначення їх раціональних значень в роботі проведено математичне планування експерименту.

Процедуру планування експериментальних досліджень, визначення значимості факторів та решту обчислень виконували за допомогою пакету прикладних програм «STATISTICA 6.0» (рис. 2)

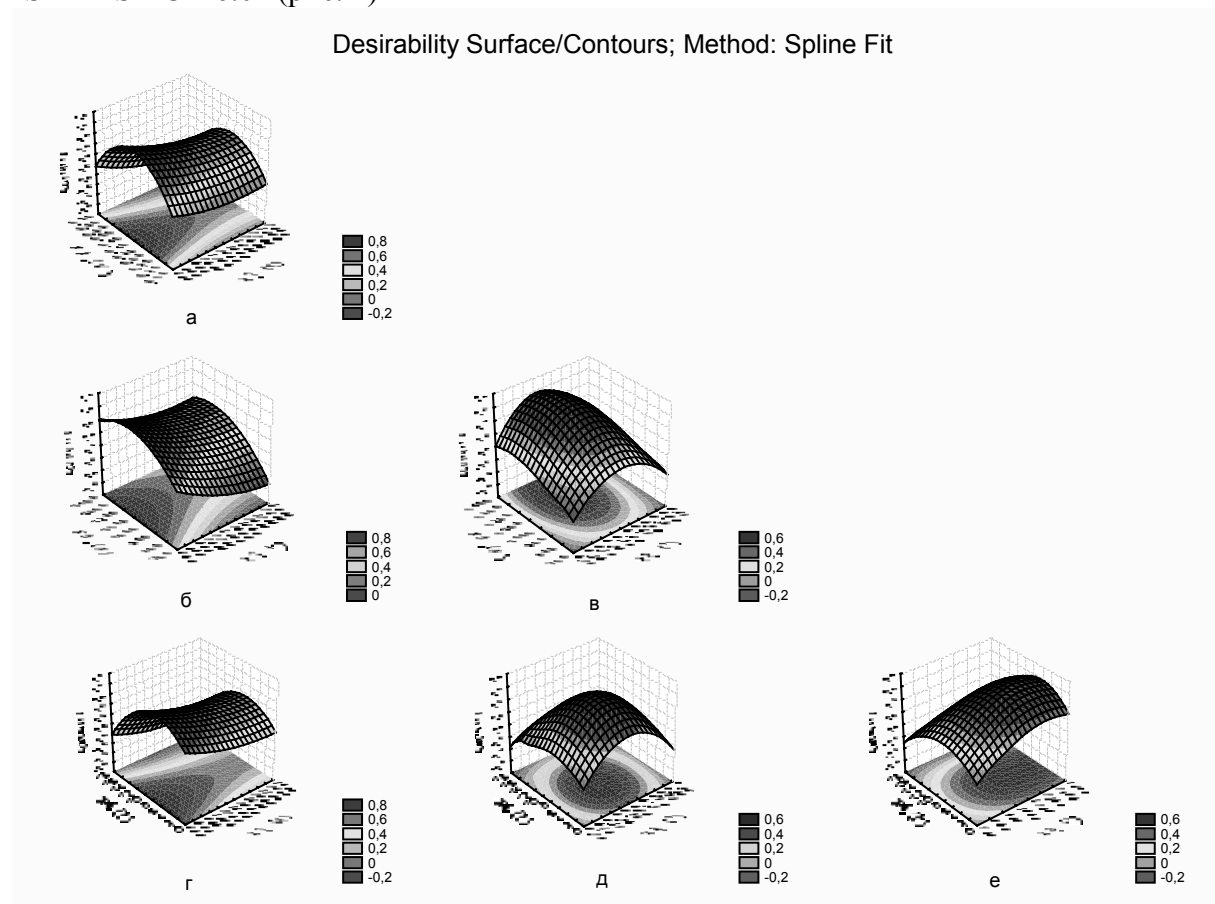
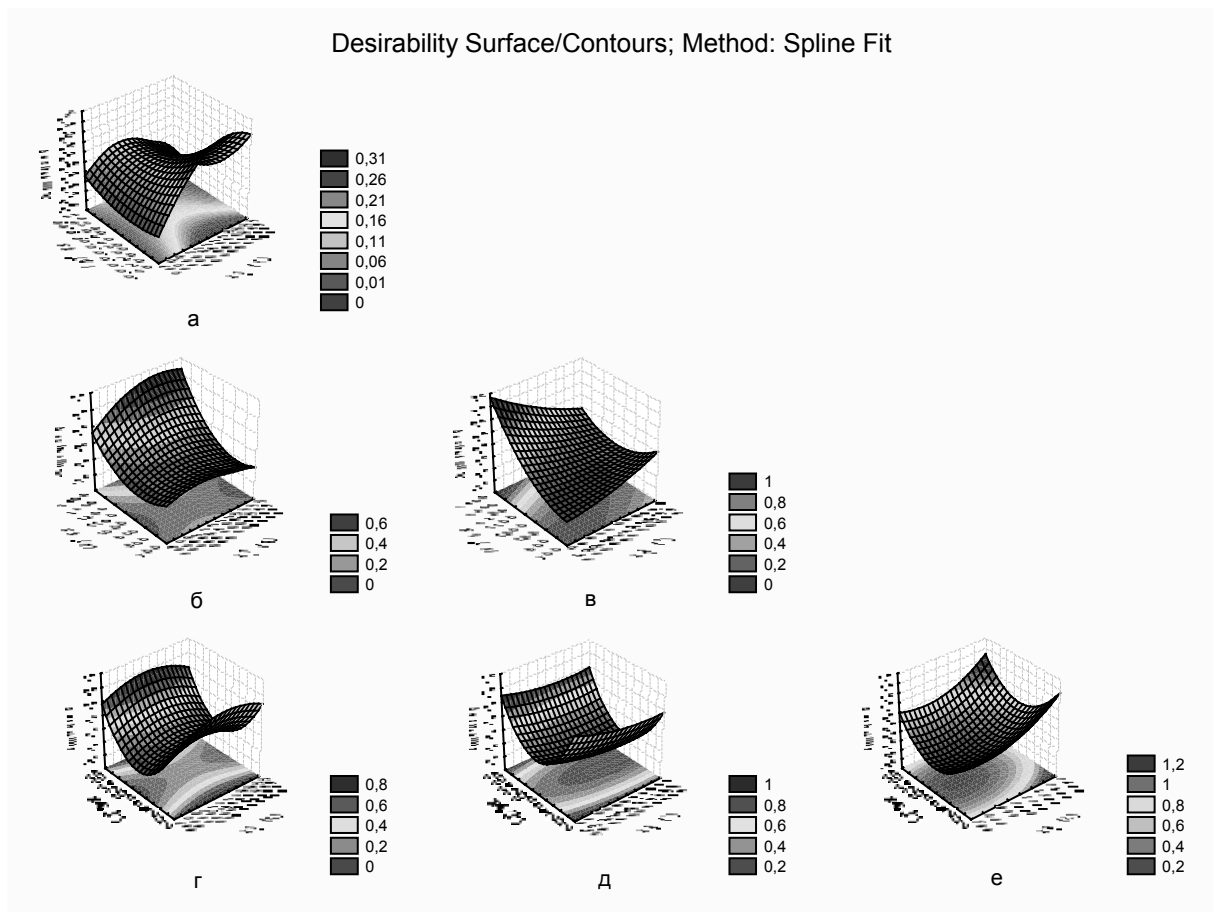


Рисунок 2 – Поверхні відгуку та лінії рівного виходу для ефекту очистки $Y_1(\eta)$

Для визначення найбільш суттєвого впливу факторів на цільову функцію використовували відображення стандартизованої Парето-карти (рис. 4)

На карті Парето наочно можна побачити фактори та їх взаємозв'язок, що мають статистично-значимі ефекти. На це вказує те, що відповідні стовпці перетинають вертикальну лінію, яка являє 95% тест для визначення значимості.



а) - $Y_1 = f(x_2x_1)$; б) - $Y_1 = f(x_3x_1)$; в) - $Y_1 = f(x_3x_2)$; г) - $Y_1 = f(x_4x_1)$; д) - $Y_1 = f(x_4x_2)$; е) - $Y_1 = f(x_4x_3)$

Рисунок 3 – Поверхні відгуку та лінії рівного виходу для чіткості сепарації $Y_1(z)$

Після проведення серії дослідів, побудови Парето-карт для двох параметрів оптимізації та побудови поверхонь відгуків, були отримані рівняння регресії в кодованих чинниках:

$$Y_1 = 72,6 - 12,15x_1 - 5,767x_2 + 12,633x_3 - 9,883x_4 + 2,992x_1^2 - 16,001x_2^2 - 7,508x_3^2 - 16,583x_4^2 - 1,925x_1x_2 + 2,175x_1x_3 + 0,25x_1x_4 - 2x_2x_3 - 0,675x_2x_4 - 1,775x_3x_4$$

$$Y_2 = 6,0 + 0,9x_1 - 2,1x_2 + 7,1x_3 - 0,517x_4 - 2,379x_1^2 + 0,696x_2^2 + 3,02x_3^2 + 6,321x_4^2 - 1,525x_1x_2 + 1,6x_1x_3 - 0,275x_1x_4 - 3,075x_2x_3 + 0,3x_2x_4 - 0,325x_3x_4.$$

Аналізуючи поверхні відгуку та лінії рівного виходу для ефекту очистки (рис.2) і чіткості сепарації (рис. 3) можемо зробити висновок, що раціональна ширина багатоструменевого ділильника (b) лежить в межах 6-8 мм. Саме при таких його параметрах, навіть при підвищених зернових навантаженнях до 2000 кг/дм·год, вдається досягти ефекту очистки на рівні 65-70%, що відповідає вимогам до попереднього очищення зерна і вдвічі вище ефекту очистки при аналогічному зерновому навантаженні з традиційним способом введення зернового матеріалу. Це пояснюється тим, що наявність проміжків між струменями зернового матеріалу сприяє більш ефективному очищенню по площі перерізу всього каналу, невеликі розміри багатоструменевого ділильника (до 6 мм) є неефективними, оскільки зерновий

матеріал, як високодисперсне середовище в такому випадку огинає перешкоду і фактично вводиться суцільним потоком, в той час, як збільшення товщини ділильника (більше 8 мм.) призводить до зменшення активної зони введення зерна, а отже, до значного збільшення товщини шару зернового матеріалу, що в кінцевому результаті призводить не лише до зниження ефекту очистки, а й збільшення кількості повноцінного зерна у відходах (погіршується чіткість сепарації).

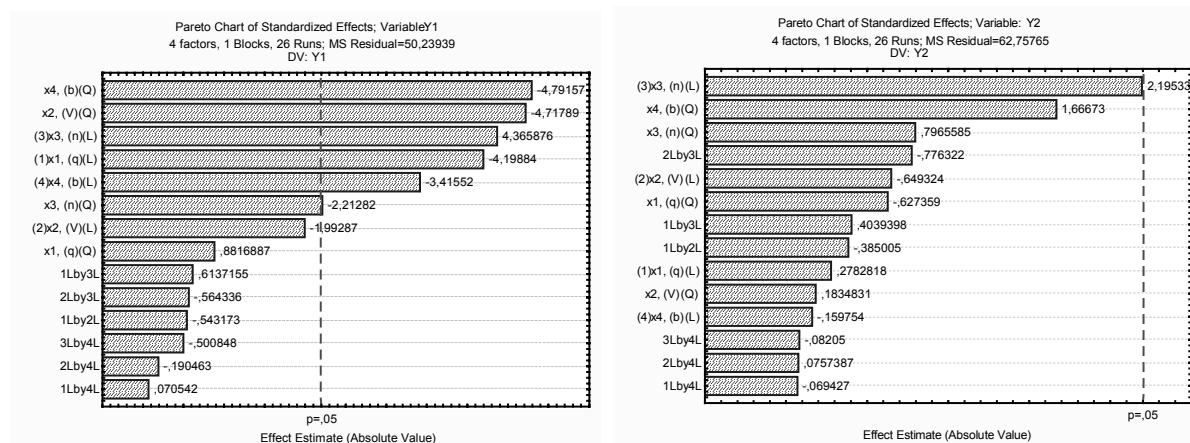


Рисунок 4 – Межа статистичного значення коефіцієнту математичного чекання

Висновки:

1. В результаті проведених експериментальних досліджень отримані рівняння регресії та графічні залежності для ефекту очистки та чіткості сепарації при очищенні зернових сумішей ЗОМ повітряно-інерційного типу із багатоструменевим введенням зернового матеріалу в ПСК.

2. Експериментально встановлено область раціональних значень параметрів і режимів роботи повітряно-інерційної ЗОМ з багатоструменевим способом введення зернового матеріалу, при яких спостерігається підвищення якісних показників роботи (ефект очистки $\eta = 65 - 70\%$, чіткість сепарації $z = 2 - 4\%$):

- питоме зернове навантаження $q_B = 1800 - 2000$ кг/дм·год;
- початкова швидкість введення зернового матеріалу $V_0 = 0,3 - 0,4$ м/с;
- частота обертання лопатевого ротора $n = 1050 - 1100$ об/хв.;
- ширина багатоструменевого ділильника $b = 6 - 8$ мм.

Список літератури

1. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / Бурков А.И., Сычугов Н.П. – Киров: изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.
2. Васильковський М.І., Гончарова С.Я., Лещенко С.М., Нестеренко О.В. Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 36. – Кіровоград: КНТУ, 2006 – С. 111-114.
3. Васильковський М.І., Васильковський О.М., Лещенко С.М., Нестеренко О.В. Огляд і напрямки вдосконалення пневмосепаруючих робочих органів ЗОМ // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 37. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – С. 99-104/
4. Спосіб введення зернового матеріалу в аспіраційний канал повітряного сепаратора: Патент України № 65067 МКВ В 02В1/00 // М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, Р.В. Кісільов, С.М. Лещенко, С.М. Мороз. – 4 с.

5. Васильковський М.І., Васильковський О.М., Лещенко С.М., Нестеренко О.В. Інтенсифікація процесу повітряної сепарації зерна. // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 24. – Мелітополь, 2006 - С. 161-165.
6. Васильковський М.І., Васильковський О.М., Лещенко С.М. Обґрунтування основних параметрів замкненої двохступеневої пневмосепаруючої системи ЗОМ // Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка. Вип. 59 – Харків, 2007. – С. 177-186.
7. Носуленко В.І., Сало В.М., Лещенко С.М., Васильковський М.І., Гончаров В.В. Передумови багатоструменевого способу введення зернових матеріалів в пневмосепаруючі канали зернових сепараторів. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип.20. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С. 251-255.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований многоструйного способа введения материала в зону очистки зерна воздушным потоком воздушно-инерционными зерноочистительными машинами. Получены закономерности качественных показателей пневмосепарационного процесса от конструктивных параметров и режимов работы воздушно-инерционного сепаратора.

In the articles resulted results of experimental researches of multi-jet method of introduction of material are in the area of cleaning of grain by the current of air by air-inertia grain cleaners. Conformities to the law of high-quality indexes of grain cleaning process are got from structural parameters and modes of operations of air-inertia separator.

Моделювання впливу резонансних коливань на режими роботи асинхронного приводу норії

В статті розглядається вплив резонансних коливань на втрати енергії у приводі норії на основі математичного моделювання

електродвигун, сигнал, момент, енергія

При резонансних коливаннях різко зростає розсіювання енергії в пружних елементах механічної системи під дією дисипативних сил. В деяких випадках потужність електродвигуна стає недостатньою для того, щоб компенсувати втрати енергії при резонансі. [1]

Тоді машина не в змозі пройти через резонанс під час розгону і вийти на усталений резонансний режим. Це явище називають ефектом Зоммерфельда. [2]

З метою перевірки виникнення ефекту Зоммерфельда необхідно визначити залежність вібраційного моменту M_B від частоти обертання ω_0 [1]:

$$M_{\epsilon} = \frac{1}{2\pi_i} \int_0^{\omega_0} \left[\epsilon (\dot{x} - \dot{y})^2 + s\dot{x}^2 + v\dot{y}^2 \right] \cdot dt, \quad (1)$$

де $\dot{x} = \omega_{\partial x}(p) L_{\partial} + \omega_{\partial x}(p) L_M$;

$\dot{y} = \omega_{\partial y}(p) L_{\partial} + \omega_{\partial y}(p) L_M$;

$\omega_{\partial x}(p) = \frac{J_{M_0} p^2 + (v + b) p + c}{D(p)}$;

$\omega_{\partial x}(p) = \omega_{\partial y}(p) = \frac{bp}{D(p)}$;

$\omega_{\partial y}(p) = \frac{J_{D_0} p^2 + (s + b) p + c}{D(p)}$;

$D(p) = [J_{D_0} p^2 + (s + b) p + c] \cdot [J_{M_0} p^2 + (v + b) p + c] - (bp + c)^2$;

J_{D_0}, J_{M_0} – моменти інерції, приведені до валу двигуна;

L_M – амплітуда гармонічного збурення частоти ω [1].

Вібраційний момент є усередненням за період моменту сил опору під дією дисипативних сил, що виникають при коливаннях [1].

Розглянемо більш детально вимушені коливання та резонанс, які виникають при запуску асинхронного двигуна, для більш точного моделювання.

Під час дії на тіло пружної сили $F = -kx$ воно коливається з так званою частотою вільних коливань. Власну частоту будемо позначати через $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$

Складемо рівняння коливань:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -kx - h \frac{dx}{dt} + f \cos \omega t, \quad (2)$$

де $f \cos \omega t$ - зовнішня сила [3].

Поділивши обидві частини (2) на m та позначивши $\frac{k}{m} = \omega_0^2$ і враховуючи, що з такою частотою відбуваються власні коливання тіла (при відсутності тертя), відношення $\frac{h}{m}$ позначимо 2γ . Отримаємо

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\omega_0^2 x - 2\gamma \frac{dx}{dt} + \frac{f}{m} \cos \omega t. \quad (3)$$

Під дією сили з частотою ω тіло буде здійснювати коливання з тією ж частотою. Знайдемо рішення (3) у вигляді:

$$x = a \cos \omega t + b \sin \omega t. \quad (4)$$

Підставивши (3) і (4) у (2) отримаємо:

$$-a\omega^2 \cos \omega t - b\omega^2 \sin \omega t = -a\omega_0^2 \cos \omega t - b\omega_0^2 \sin \omega t + 2\gamma a\omega \sin \omega t - 2\gamma b \cos \omega t + \frac{f}{m} \cos \omega t \quad (5)$$

Для того щоб (5) було вірним для будь яких значень t , повинні бути рівними між собою члени з $\cos \omega t$ та $\sin \omega t$. Прирівнявши їх отримаємо:

$$\begin{cases} -a\omega_0^2 - 2\gamma b\omega + \frac{f}{m} = -a\omega^2 \\ -b\omega_0^2 + 2\gamma a\omega = -b\omega^2 \end{cases}. \quad (6)$$

З (6) знаходимо:

$$b = \frac{2\gamma\omega}{\omega_0^2 - \omega^2} a. \quad (7)$$

Підставивши у (6), знаходимо:

$$a = \frac{f}{m} \frac{\omega_0^2 - \omega^2}{m(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\gamma\omega)^2}. \quad (8)$$

Тоді

$$a = \frac{f}{m} \frac{2\gamma\omega}{m(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\gamma\omega)^2}. \quad (9)$$

Враховуючи, що:

$$C = \sqrt{a^2 + b^2}, \quad (10)$$

перейдемо до вигляду $x = C \cos(\omega t + \gamma)$ та отримаємо амплітуду C коливань, які викликані зовнішньою силою:

$$C = \frac{f}{m} \frac{1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\gamma\omega)^2}}, \quad (11)$$

нехай

$$K(\omega) = \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\gamma\omega)^2}. \quad (12)$$

Звідси видно, що чим більше значення C тим ближче ω до ω_0 . У випадку дослідження залежності частоти коливань під час запуску асинхронного двигуна очевидно (з урахуванням (12)), що $C \approx \frac{M_D(\omega)}{K(\omega)}$. Тоді крива залежності M_D від ω при даному ω_0 і двох значеннях γ буде мати вигляд (рис.1).

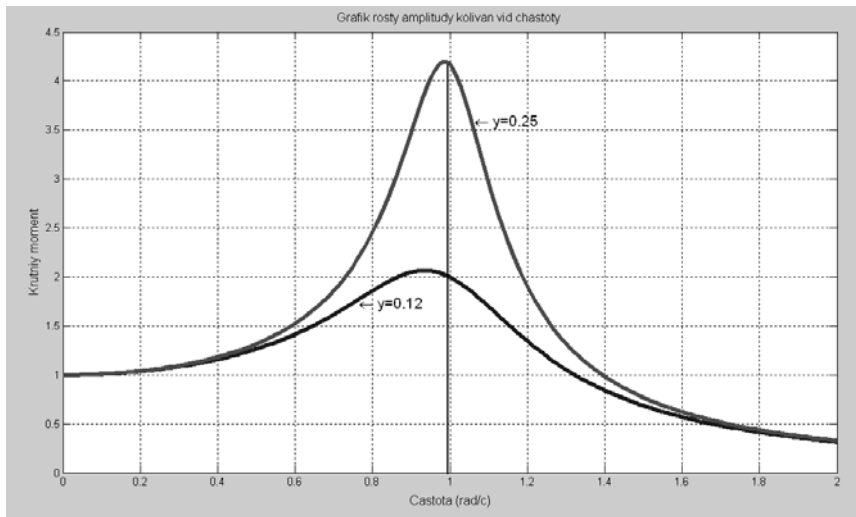


Рисунок 1 - Криві залежності M_d від ω . Прийнято $\frac{f}{m} = 1$, $\omega_0 = 1$

Як видно з рис.1, чим менше тертя, тим більша крутизна амплітуди коливань і відповідно зростає M_d при однаковій частоті зовнішньої сили та власної частоти.

Характер зміни динамічного моменту під час запуску асинхронного двигуна є однією з важливих характеристик електромеханічних приводів різних машин і зокрема електроприводів норій.

Щоб мати достатньо точне уявлення про можливі наслідки виникнення резонансної частоти при керуванні електроприводом норій побудуємо математичну модель асинхронного двигуна з коротко замкнутим ротором.

Для виведення математичної моделі скористаємося рівняннями [3]:

$$\begin{aligned} \frac{d\Omega}{dt} &= \frac{1}{J} M_d - \frac{1}{J} M_c; \\ \frac{dM_d}{dt} &= 2 \frac{M_K}{T_E S_K} - \frac{1}{T_E} M_d - 2M_K \lambda \Omega, \end{aligned} \quad (13)$$

де Ω – кутова швидкість валу двигуна;

λ – кількість пар полюсів;

M_d – рушійний момент;

M_c – момент силу опору на валу двигуна;

J – момент інерції ротора та жорстко пов'язаних з ним деталей;

t – час розгону;

$T_E = \frac{1}{\omega_0^M S_K}$ – електромагнітна стала часу двигуна;

ω_0^M – колова частота мережі, яка живить двигун.

S_K – критичне значення ковзання;

M_K – критичний рушійний момент.

Початкові умови для рівнянь (13):

$$\Omega(0) \cong \Omega_{\pi};$$

$$M_d(0) \cong M_{\pi}.$$

Але модель побудована за рівняннями (13) буде громіздкою. У [2] запропоновані наступні рівняння математичної моделі асинхронного двигуна:

$$\begin{aligned}\frac{dM_D}{dt} &= (\omega_0 - \lambda\Omega)\varphi - \frac{1}{T_E}M_D; \\ \frac{d\varphi}{dt} &= \frac{2}{T_E}M_K - \frac{1}{T_E}\varphi - (\omega_0^M - \lambda\Omega)M_D; \\ \frac{d\Omega}{dt} &= \frac{1}{J}M_D - \frac{1}{J}M_C,\end{aligned}\tag{14}$$

де $\varphi = \frac{S_R}{S}(M_D + T_E \frac{dM_D}{dt})$ - допоміжна змінна яка має розмірність моменту;

$S = \frac{\Omega_0 - \Omega}{\Omega_0}$ - ковзання двигуна;

Ω_0 - синхронна частота обертання електромагнітного поля статора двигуна.

Схема реалізації рівнянь (14) у Matlab Simulink показано на рис.2.

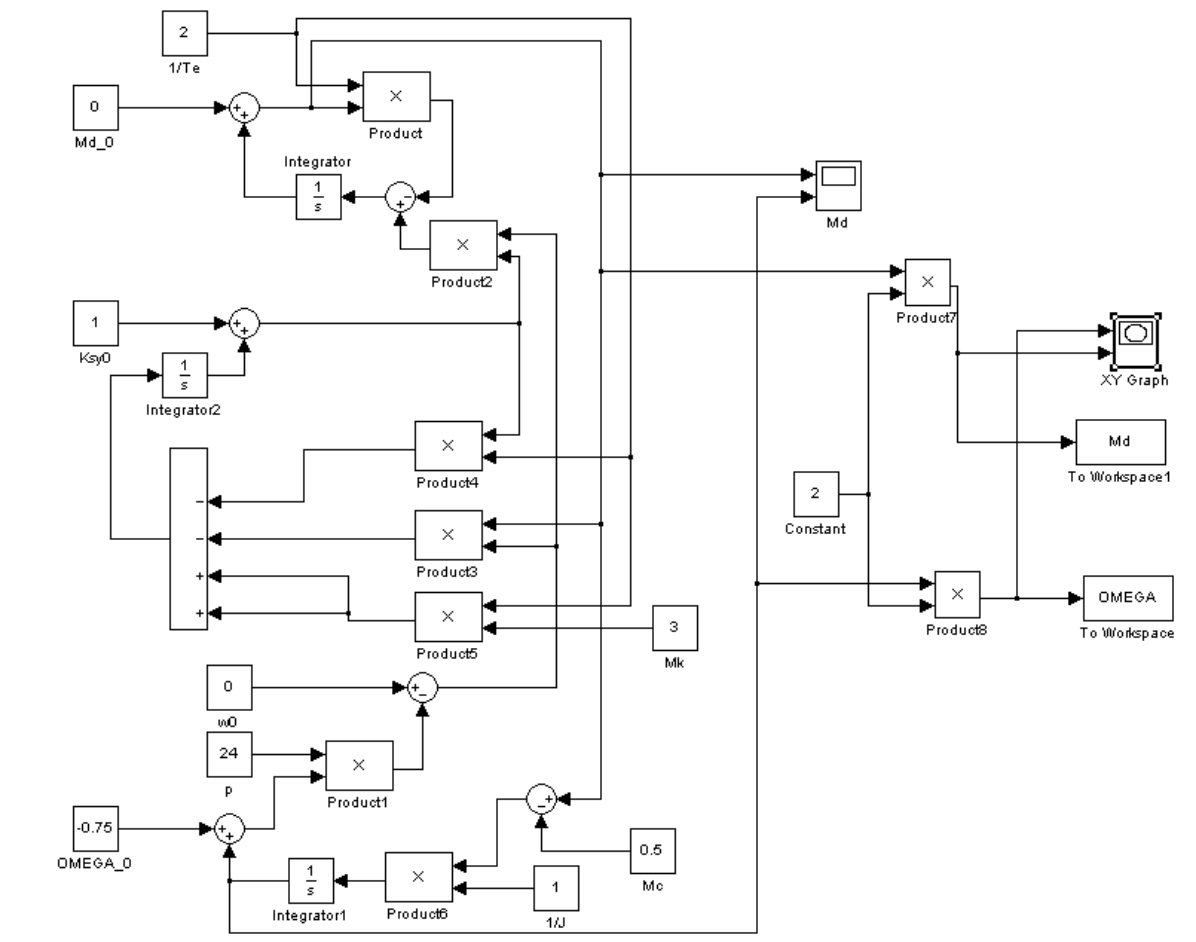


Рисунок 2 - Нелінійна модель асинхронного двигуна норії

Графіки залежності M_D та ω показано на рис. 3

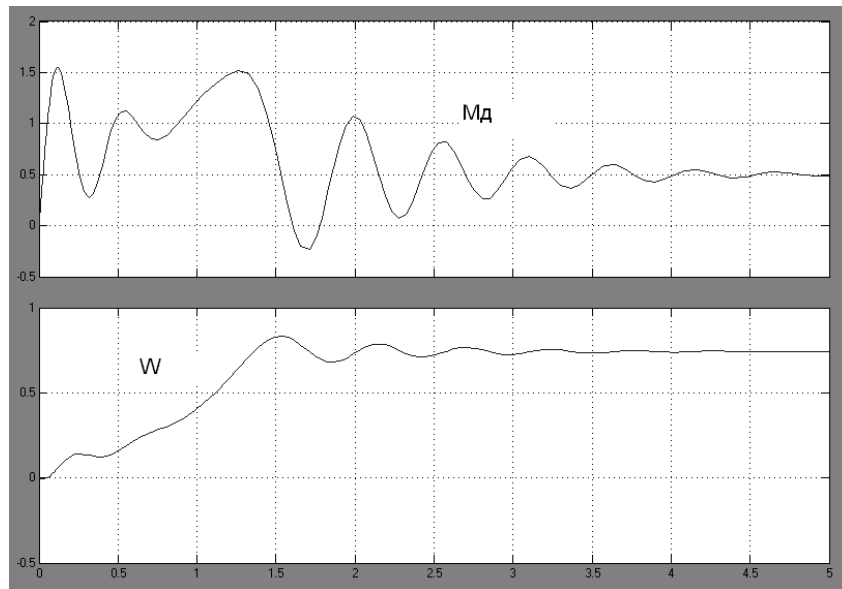


Рисунок 3 - Графіки залежності $M_d(t)$ (верхній графік) та $\omega(t)$ (нижній графік)

Плотер XYGraph (рис.4) відображує залежність M_d від Ω яку показано на рис.3.

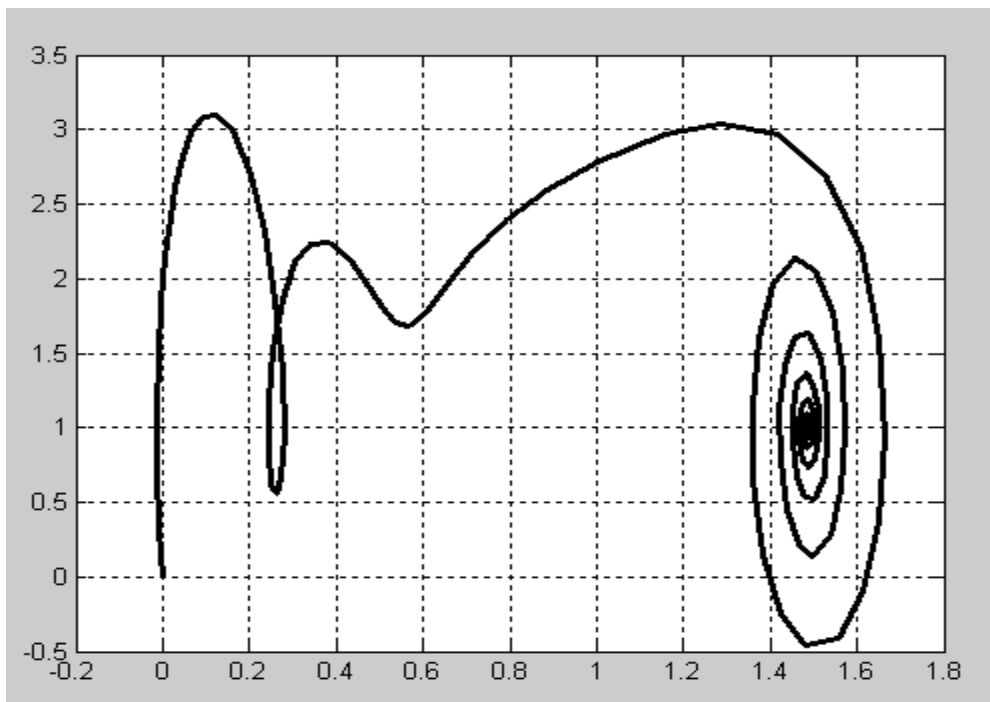


Рисунок 4 - Залежність M_d від ω

Сумістивши резонанс (рис.1) та M_d асинхронного двигуна (рис.4) побудуємо залежність повного середнього моменту сил опору $M_{C_0}(\omega_0) + M_s(\omega_0)$ і покажемо статичну характеристику двигуна норії у відносних одиницях (рис.5):

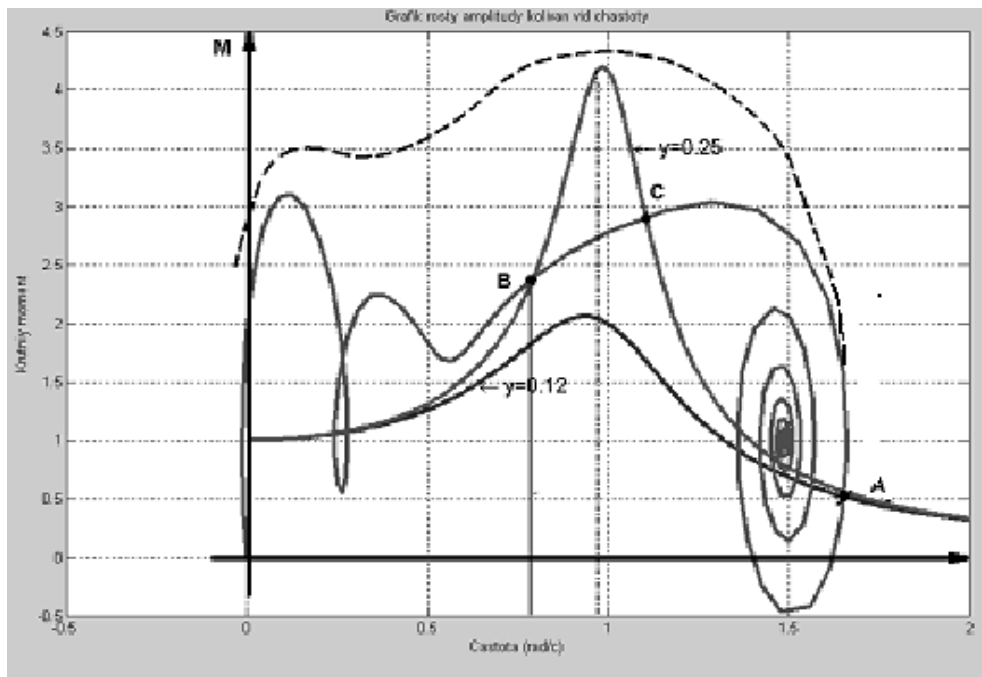


Рисунок 5 - Эффект Зоммерфельда

Точка А є перетином цих залежностей і відповідає тому усталеному режиму із середньою кутовою швидкістю ω_0' , на який повинна вийти система в процесі розгону. Але коли обидві криві перетинаються ще й точках В і С, як показано на рис.5, то в системі можливий режим із середньою кутовою швидкістю ротора ω_0'' , близькою до добутку передатного співвідношення механізму i на власну частоту k_0 ($\nu = \omega_0''/i \approx k_0$).

Під час повільного розгону машина “застрягне” на цій кутовій швидкості і подальший розгін стане неможливим, оскільки коли $\omega_0' > \omega_0''$ є область, в якій рушійний момент менший, за момент сил опору [1].

Тому, з метою проходження через резонанс, потрібно вибрати електродвигун з більшою потужністю, статичну характеристику якого показано на рис.5 пунктиром.

Підсилення дисипації в системі (збільшення коефіцієнту ν) також приводить до можливості переходу через резонанс, оскільки втрати енергії, пропорційні квадратам амплітуд коливань і першій степені ν , при цьому зменшуються.

Список літератури

1. Динамика машин и управление машинами: Справочник / В. К. Асташев, В. И. Бабицкий, И. И. Вульфсон и др., Под ред. Г. В. Крейнина. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.
2. Вибрации в технике: Справочник: В 6-ти т. М., 1978-1981. Т. 1-6.
3. Левин А. И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. М., “Машиностроение”, 1978.– 184 с.

В статье рассматривается влияние резонансных колебаний на режимы работы асинхронного привода нории на основе математического моделирования.

In the article influence of resonance vibrations is examined on the losses of energy in the drive of noria on the basis of mathematical design.

В.В.Сидоренко, проф., д-р техн. наук, Н.В.Смирнова, ас.,

Л.В.Помазан, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Система управления приводом рабочего инструмента станка размерной обработки дугой

Рассматривается задача своевременного обнаружения предпосылок возникновения экстремальных режимов работы станка с целью выработки упреждающего управляющего воздействия на подсистему управления приводом рабочего инструмента.

размерная обработка дугой, система управления, стабилизация тока дуги

Размерная обработка дугой (РОД) является процессом, основанным на использовании стационарной электрической дуги. В отличие от способов электроэрозионной обработки, основанных на использовании нестационарного электрического разряда, обработка дугой имеет большую продуктивность, которая прямо пропорциональна току дуги [1].

Обработка деталей ведется в режиме падающих характеристик сварочного выпрямителя, поскольку данный режим обеспечивает стабилизацию тока дуги в определенных пределах.

Проблемой является относительная нестабильность величины технологического тока, вызванная недостаточным быстродействием гидропривода подсистемы перемещения рабочего инструмента, что приводит к превышению заданного технологического тока на 20-25% и возникновению предпосылок коротких замыканий (КЗ) между рабочим инструментом и деталью.

Следствием является ухудшение качества обработки, вызванное увеличением диаметров эрозионных лунок в обрабатываемой детали и ускорение износа рабочего инструмента.

Поскольку величина рабочего зазора (межэлектродного промежутка) между рабочим инструментом и деталью составляет несколько десятков микрон, то отслеживать величину зазора с достаточной точностью не представляется возможным.

Задачей является своевременное обнаружение предпосылок возникновения экстремальных режимов работы станка с целью выработки упреждающего управляющего воздействия на подсистему управления приводом рабочего инструмента.

Исследования показали, что в моменты времени, предшествующие режиму короткого замыкания отчетливо выражены участки, на которых ток дуги кратковременно изменяется в сторону уменьшения. Изменение тока в нормальном режиме является следствием изменения параметров технологического режима обработки детали.

Решением задачи обнаружения предпосылок возникновения экстремального режима осуществляется методом сегментации исследуемого сигнала, в нашем случае – тока дуги, поскольку напряжение горения дуги не дает адекватной информации о протекаемом процессе вследствие самой природы горения дуги.

При использовании метода предполагается, что сигнал описывается последовательными единицами, характеризруемыми некоторыми моделями. В основе метода лежит использование статистики критерия, на основе которой сравниваются

две или три модели, оцененные по различным участкам сигнала, что позволяет обнаруживать скачки в параметрах модели.

Задача сегментации решается в три этапа:

- выбор структуры модели (модель авторегрессии АР);
- выбор статистики критерия (отношение правдоподобия);
- обнаружение изменения и оценка времени изменения.

Предполагается, что каждый сегмент сигнала описывается моделью АР порядка p , обозначаемой $M(A, \sigma)$, т. е.

$$\begin{cases} y_n = \varphi_n^T A + e_n \\ \text{var } e_n = \sigma^2 \end{cases}, \quad (1)$$

где $A = (a_1, \dots, a_p)$ – параметры модели;

$\varphi_n^T = (y_{n-1}, \dots, y_{n-p})$; p – порядок модели;

(e_n) – белый шум с нулевым средним и дисперсией σ^2 .

Чтобы обнаружить скачок в параметрах модели (1), проверяются две гипотезы – альтернативы:

H_0 : сигнал $[y_0, \dots, y_n]$ описывается моделью $M_0(A_0, \sigma_0)$;

H_1 : в момент времени r происходит скачкообразная смена модели, так что сигнал $[y_0, \dots, y_r]$ описывается моделью $M_1(A_1, \sigma_1)$, а сигнал $[y_{r+1}, \dots, y_n]$ – моделью $M_2(A_2, \sigma_2)$.

Статистика критерия Брандта (2) базируется на обобщенном отношении правдоподобия (ООП) D_n между этими двумя гипотезами:

$$D_n = -(n-r) \ln \sigma_2^2 - r \ln \sigma_1^2 + n \ln \sigma_0^2. \quad (2)$$

Таким образом, решение о наличии скачка принимается, если

$$\min_{\substack{A_0, \sigma_0 \\ A_2, \sigma_2}} \max_{A_1, \sigma_1} \max_r D_n > D_0. \quad (3)$$

Текущее значение r определяется как аргумент выражения (3). Реализация критерия описывается следующим алгоритмом [2]:

1. Обнаружение изменения. На этом шаге величина n -г полагается равной фиксированной длине L .

2. Оценка времени изменения. Когда происходит обнаружение, в момент времени n_D , достаточно предположить, что истинное время изменения r^* удовлетворяет следующему выражению: $n_D - L \leq r^* \leq n_D$.

Затем, начиная со значения $r = n_D - L$, контролируется решающая функция ООП ΔD_n при увеличении n ($n_D \leq n \leq n_D + L$), для сравнения следующих гипотез:

H_0' : скачкообразная смена модели происходит в момент времени r ;

H_1' : скачкообразная смена модели происходит в момент времени $n-L$.

Если $\Delta D_n \leq 0$, то r не изменяется; если $\Delta D_n > 0$, то переменная r заменяется величиной $n-L$, и сравнение продолжается. Конечная оценка времени изменения приравнивается к величине, которую достигает переменная r при $n = n_D + L$.

Для выполнения этих последовательных этапов применяется несколько алгоритмов идентификации на основе ковариационных методов с растущей памятью и скользящего окна, реализованных в цепной форме.

Обозначим через n_0 время инициализации алгоритма, через L – длину окна для оценки модели M_2 :

для $n_0 \leq n \leq n_0 + L$ обновить (A_0, σ_0) ;

для $n_0 + L \leq n \leq n_0 + 2L$ обновить (A_0, σ_0) , (A_2, σ_2) ;

для $n_0 + 2L \leq n$ начать обнаружение;

присвоить $D_{n_0+2L} = 0$;
 до тех пор, пока $D_n < D_{\min}$;
 обновить $(A_0, \sigma_0), (A_1, \sigma_1), (A_2, \sigma_2)$;
 обновить D ;
 когда $D_n > D_{\min}$, начать оценку времени изменения;
 присвоить $n_D = n$, $r = n_D - L$, $\Delta D_{n_D} = 0$;
 в цикле: до тех пор, пока $n \leq n_D + L$;
 обновить $(A_0, \sigma_0), (A_0', \sigma_0'); (A_1, \sigma_1), (A_2, \sigma_2)$;
 вычислить ΔD_n ;
 когда $\Delta D_n > 0$, установить $r = n_D - L$;
 оценка момента изменения = конечное значение r .

Для инициализации модели (A_1, σ_1) используется последняя модель, идентифицированная в скользящем окне.

Таким образом, интегральная сумма оценок количества моментов изменения сигналов в сегменте (окне наблюдения) дает основания для получения оценки вероятности возникновения экстремального режима в процессе обработки детали электрической дугой.

На основании полученных оценок система управления осуществляет принятие решений по выработке управляющих сигналов для подсистемы управления перемещением рабочего инструмента.

Результатом практического применения метода обнаружения предпосылок возникновения экстремальных режимов в системе управления станком размерной обработки дугой является уменьшение общего времени реакции подсистемы управления перемещением рабочего инструмента за счет поступления упреждающего сигнала управления.

Снижается вероятность возникновения экстремальных режимов работы, близких к короткому замыканию и повышается качество обработки деталей.

Список литературы

1. Носуленко В.И. Розмірна обробка металів електричною дугою. Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.03.07 / Кіровоградський гос. техн. ун-т – К.: 1999.- 36 с.
2. Бассвиль. М., Банвениста А. Обнаружение изменения свойств сигналов и динамических систем. Пер. с англ. М.: Мир, 1989. - 278 с.

Розглядується завдання своєчасного виявлення передумов виникнення екстремальних режимів роботи верстата з метою вироблення попереджувальної дії на підсистему управління приводом робочого інструменту.

The task of machine-tool operations extreme modes occurrence pre-conditions timely detection is examined with the purpose the drive working tool anticipatory managing affecting subsystem making of.

Вплив основних параметрів зерносушарки каскадного типу на процес сушіння зернових культур у псевдорозрідженому стані

В статті наведено експериментальні дослідження і встановлені основні закономірності впливу параметрів зерносушарки каскадного типу на якісні показники роботи під час сушіння насіння в киплячому шарі.

каскад, зерносушарка, киплячий шар насіння

Сушіння зерна та насіння є основною технологічною операцією з приведення його в стійкий стан. Необхідність і своєчасність штучного сушіння зернових культур викликана підвищеною післязбиральною вологістю. До 80% врожаю усіх зернових культур, що поступають на хлібозбиральні підприємства або на господарські токи, мають підвищену вологість під час збирання до 35-45% і обов'язково потребують додаткового сушіння. Тому забезпечення стійкого збереження і стабілізація якості насіння можуть бути досягнуті тільки своєчасним, якісним та інтенсивним сушінням [1].

На сьогодні запропоновано багато технічних рішень для сушіння насіння за фізико-механічними властивостями. Але слід відзначити, що більшість з них не забезпечують агротехнічні вимоги або економічно не ефективні [2].

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено конструкцію зерносушарки каскадного типу з попереднім прогріванням зерна [3].

Мета дослідження полягає у визначенні основних закономірностей впливу параметрів зерносушарки каскадного типу на якісні показники роботи під час сушіння насіння в киплячому шарі з попереднім прогріванням.

Для дослідження впливу окремих факторів на цільові функції та знаходження оптимальних значень факторів було виготовлено експериментальну установку (рис. 1).

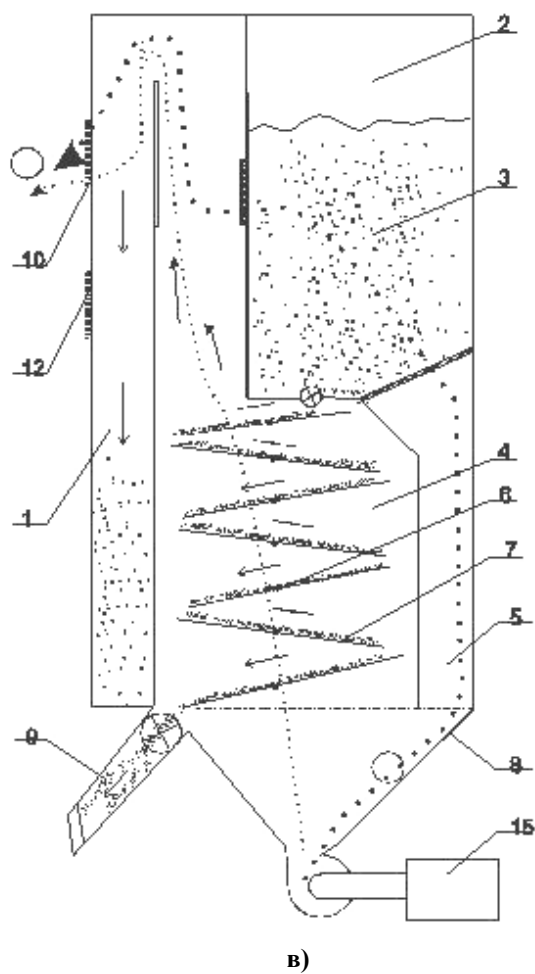
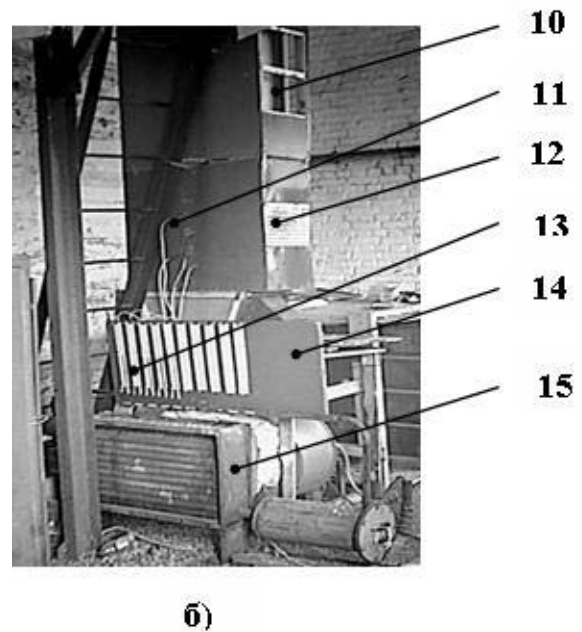
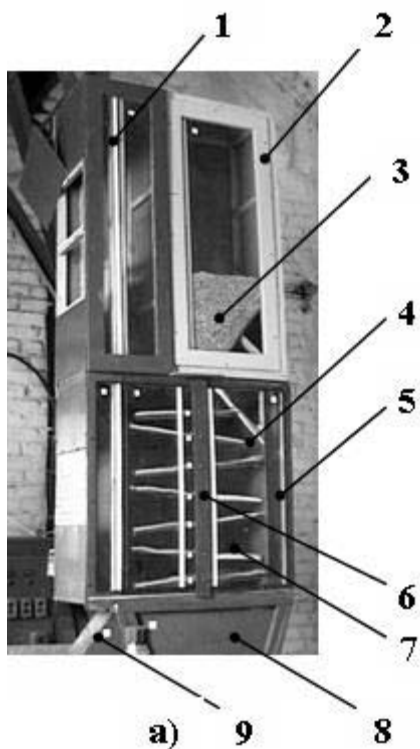
Виходячи з теоретичних досліджень, визначено, що чинниками, які впливають на параметри оптимізації, є:

- геометричні параметри: кут нахилу каскадів α ; товщина шару матеріалу h ;
- технологічні параметри: температура в сушарці t_1 і температура в трубі попереднього прогріву зерна t_2 ; тиск в сушарці P_1 і тиск в трубі попереднього прогріву P_2 .

Параметричні обмеження, які є рівнями варіювання факторів, наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Рівні варіювання факторів

№ п.п.	Фактори		Рівні варіювання		Нульовий
	Найменування	Позначення	Верхній (+)	Нижній (-)	
1	Тиск в конфузори P_1 , кПа	X_1	60	50	55
2	Тиск в трубопроводі попереднього прогрівання, P_2 , кПа	X_2	25	0	12,5
3	Температура агента сушки в конфузори t_1 , $^{\circ}\text{C}$	X_3	130	110	120
4	Температура агента сушки в трубопроводі попереднього прогрівання, t_2 , $^{\circ}\text{C}$	X_4	50	0	25
5	Товщина шару матеріалу H , м	X_5	20	10	10
6	Кут нахилу касет (каскадів) α , град	X_6	9	3	6,0



а) вигляд спереду; б) вигляд ззаду; в) схема лабораторної установки;
 1-осадова камера; 2-бункер; 3-матеріал; 4-сушильна камера; 5-труба для попереднього нагріву; 6-шарніри для регулювання каскадів; 7-каскади; 8-дифузор; 9-труба для вивантаження матеріалу; 10, 12-сітка для відводу відпрацьованого теплоносія; 11-термометри опору; 13-U-подібні рідинні манометри; 14-щит з контрольно вимірювальними приладами; 15-теплогенератор

Рисунок 1 – Загальний вигляд лабораторної установки

Можливість відтворюваності даних експериментів визначали за допомогою критерію Кохрена (G), а отриману модель перевіряли на адекватність за допомогою критерію Фішера (F) табл. 2.

Параметри оптимізації в даному випадку були вибрані наступні:

Y_1 – ефект сушіння (W), %; Y_2 – продуктивність (Q), т/год.; Y_3 – енергетичні витрати (E), кДж/кг.

Таблиця 2 – Оцінка нелінійних статистичних математичних моделей

№ п/п	Параметр оптимізації	Критерій Кохрена		Критерій Фішера	
		G ^P	G ^T	F ^P	F ^T
Соя					
1	Ефекти сушіння (W)	0,112		1,05	
2	Продуктивність (Q)	0,073	0,191	1,98	2,7
3	Питомі енергетичні витрати (E)	0,09		1,6	

Для визначення взаємозв'язку між конструктивними та технологічними параметрами, визначення їх оптимального варіанту в роботі проведено математичне планування експерименту.

Процедуру планування експерименту, визначення суттєвості факторів та комплекс обчислень здійснювали, використавши модуль Design of Experiment (DOE) STATGRAPHICS plus for Windows (рис. 2).

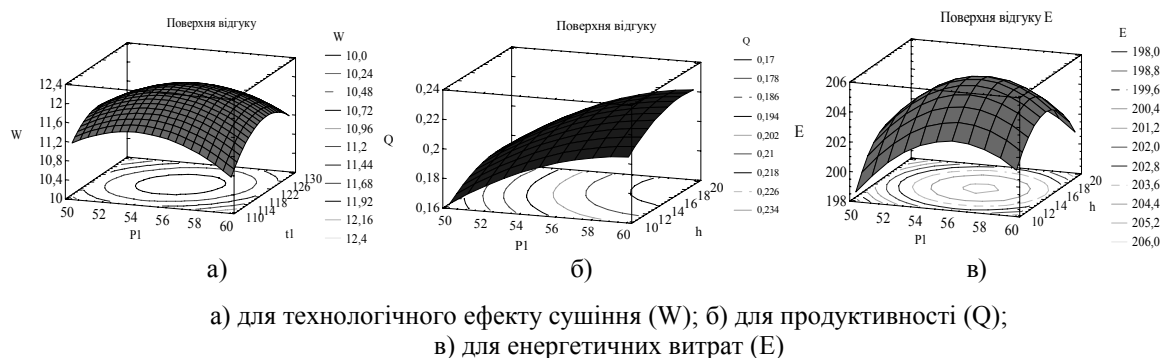


Рисунок 2 – Поверхні відгуку та лінії рівного виходу

Для визначення найбільш суттєвого впливу факторів на цільову функцію використали відображення стандартизованої Парето-карти (рис. 3).

На карті Парето наочно можна побачити фактори та їх взаємозв'язки, що мають статистично-значимі ефекти. На це вказує те, що відповідні стовпці перетинають вертикальну лінію, яка є на 95% тестом для визначення значимості, а також підтверджується графіками головних ефектів і відповідного розподілу.

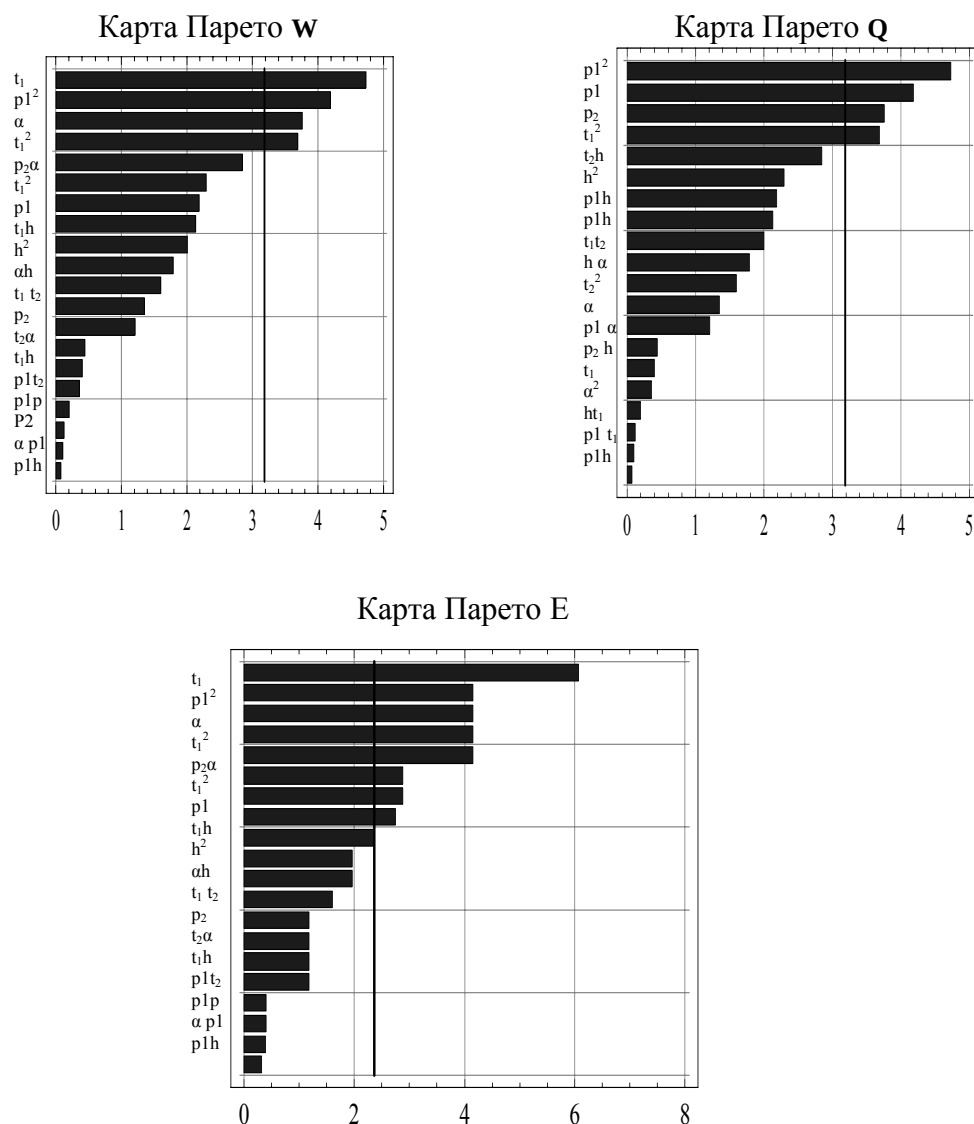


Рисунок 3 – Межа статистичного значення коефіцієнта математичного чекання

Після проведення серії дослідів, побудови Парето-карт для трьох параметрів оптимізації та побудови поверхонь відгуків були побудовані рівняння регресії в кодованих чинниках для трьох параметрів оптимізації:

$$Y_1 = 12,05 - 0,027 \cdot P_1 + 0,054 \cdot t_1 + 1,88 \cdot t_2 - 1,5 \cdot h - 0,054 \cdot \alpha - 0,53 \cdot P_1^2 + 0,182 \cdot P_1 \cdot t_1 + 0,209 \cdot P_1 \cdot t_1 - 0,344 \cdot P_1 \cdot h + 0,748 \cdot P_1 \cdot \alpha - 0,518 \cdot t_1^2 - 0,716 \cdot t_1 \cdot t_2 - 0,107 \cdot t_1 \cdot h + 0,236 \cdot t_1 \cdot \alpha - 1,5 \cdot t_2^2 + 0,39 \cdot t_2 \cdot h - 0,216 \cdot t_2 \cdot \alpha + 0,145 \cdot h^2 - 0,242688 \cdot h \cdot \alpha - 0,691625 \cdot \alpha^2;$$

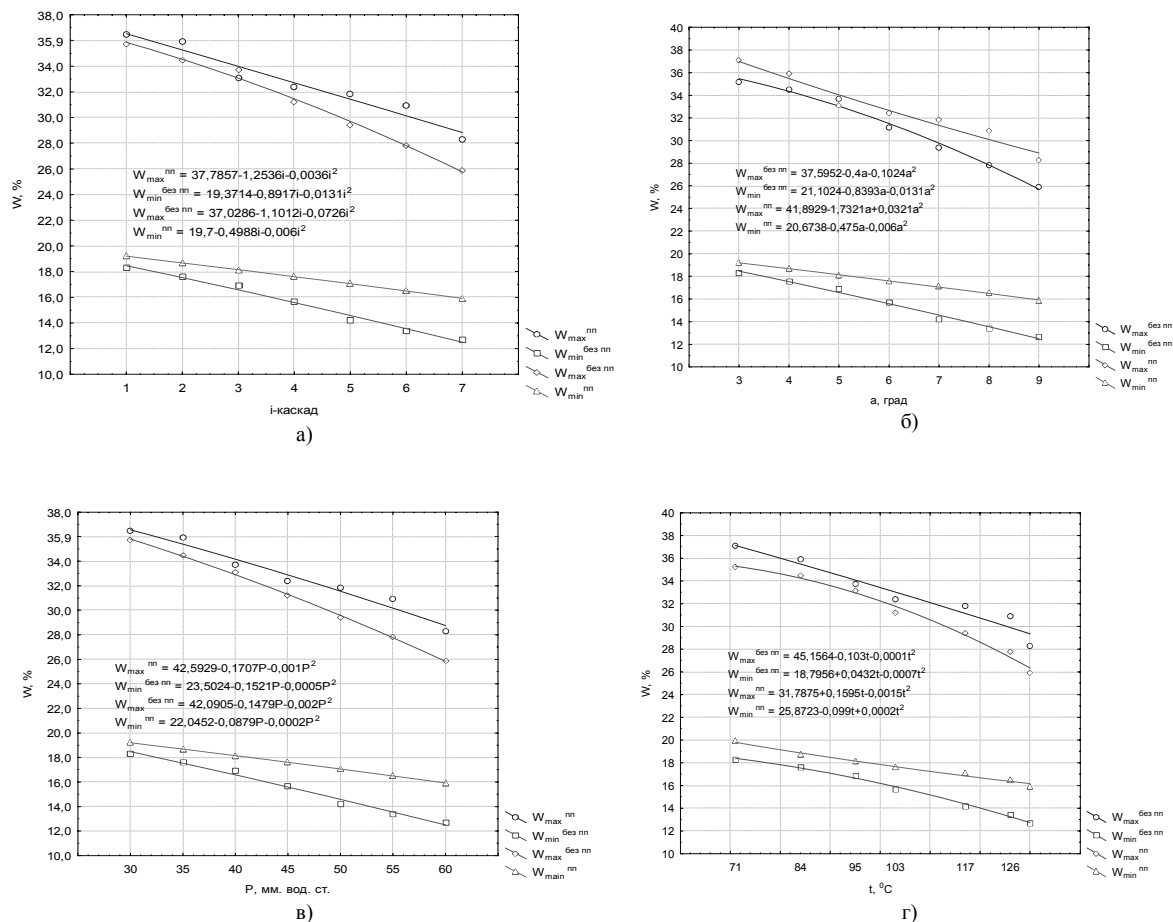
$$Y_2 = 0,206 + 0,021 \cdot P_1 - 0,007 \cdot P_2 - 0,0029 \cdot t_1 + 0,008 \cdot h - 0,008 \cdot P_1^2 - 0,008 \cdot P_1 \cdot P_2 + 0,0018 \cdot P_1 \cdot t_1 + 0,001 \cdot P_1 \cdot h - 0,00861764 \cdot P_1 \cdot \alpha - 0,004 \cdot P_2^2 + 0,004 \cdot P_2 \cdot t_1 + 0,0047 \cdot P_2 \cdot h - 0,007 \cdot P_2 \cdot \alpha - 0,003 \cdot t_1^2 - 0,002 \cdot t_1 \cdot h + 0,005 \cdot t_1 \cdot \alpha - 0,006 \cdot h^2 + 0,0008 \cdot h \cdot \alpha - 0,0006 \cdot \alpha^2;$$

$$Y_3 = 205,251 + 0,948 \cdot P_1 + 1,7 \cdot P_2 + 1,705 \cdot t_1 + 3,6 \cdot t_2 + 0,19 \cdot h - 2,62 \cdot P_1^2 + 0,853 \cdot P_1 \cdot P_2 + 0,8525 \cdot P_1 \cdot t_1 + 0,283 \cdot P_1 \cdot t_2 - 0,285 \cdot P_1 \cdot h - 2,627 \cdot P_2^2 - 1,42 \cdot P_2 \cdot t_1 - 0,85 \cdot P_2 \cdot t_2 - 0,283 \cdot P_2 \cdot h - 2,627 \cdot t_1^2 - 1,98 \cdot t_1 \cdot t_2 + 0,852 \cdot t_1 \cdot h - 1,49 \cdot t_2^2 + 1,42 \cdot t_2 \cdot h - 2,627 \cdot h^2.$$

Аналізуючи рівняння регресії та Карти Парето можна зробити висновок що на ефективність процесу сушіння значно впливають такі фактори як температура агента сушіння в установці, тиск, кут нахилу каскадів, та температура агента сушіння для попереднього прогріву зерна. На продуктивність впливає тиск агента сушіння, товщина шару насіння на каскадах, та тиск в камері для попереднього прогріву зерна. На енергетичні

витрати значно впливає температура агента сушіння в зерносушарці, температура в камері для попереднього прогріву зерна, тиск в сушарці та тиск в камері попереднього прогріву зерна, кут нахилу каскадів та товщина шару зерна на каскадах.

Після проведення експериментальних дослідів та зняття відповідних показників, котрі впливають на параметри оптимізації, були побудовані графіки вологості з попереднім прогріванням та без попереднього прогрівання (рис. 4).



а) – від кількості каскадів; б) – від кута нахилу каскаду; в) – від тиску; г) – від температури

Рисунок 4 – Графіки вологості зернової культури сої в залежності

В результаті проведення експериментальних досліджень отримані наступні раціональні значення параметрів зерносушарки каскадного типу для сушіння насіння з попереднім прогріванням, при яких підвищується ефективність сушіння (W), продуктивність (Q) і зменшуються енергетичні витрати (E). Значення чинників представлені в табл. 5-7.

Таблиця 5 – Діапазони раціональних значень параметрів зерносушальної установки каскадного типу для підвищення ефективності сушіння $W, \%$

Тиск в сушильній камері P_1 , мм.вод.ст	Температура в сушильній камері t_1 , °C	Температура в трубі попереднього прогріву t_2 , °C	Товщина шару матеріалу h , мм	Кут нахилу робочих каскадів α , °
Соєа ($W = 9-10,5\%$)				
54-59	114-126	30-50	10-16	3-9

Таблиця 6 – Діапазони раціональних значень параметрів зерносушильної установки каскадного типу для підвищення продуктивності Q, т/год

Тиск в сушильній камері P_1 , мм.вод.ст	Тиск в трубі попереднього прогріву P_2 , мм.вод.ст	Температура в сушильній камері t_1 , °C	Товщина шару матеріалу h , мм	Кут нахилу робочих каскадів α , °
Соя (Q = 0.218-0.250 т/год)				
58-60	0-50	110-126	14-20	3-9

Таблиця 7 – Діапазони раціональних значень параметрів зерносушильної установки каскадного типу для зменшення енергетичних витрат E, кДж/кг

Тиск в сушильній камері P_1 , мм.вод.ст	Тиск в трубі попереднього прогрівання P_2 , мм.вод.ст	Температура в сушильній камері t_1 , °C	Температура в трубі попереднього прогрівання t_2 , °C	Товщина шару матеріалу h , мм
Соя (E = 206-250 кДж/кг)				
54-59	12-22	118-126	40-50	14-16

Аналізуючи табличні дані та графіки вологоз'єму видно, що сушіння насіння з попереднім прогріванням набагато ефективніше, як з точки зору ефекту сушіння, так і з точки зору часу сушіння.

Отримані вищенаведені залежності у вигляді графіків, таблиць показують, що під час процесу сушіння насіння в киплячому шарі на каскадах зерносушарки впливають як параметри сушарки (робочий тиск, кут нахилу каскадів, геометричні розміри решета та його аеродинамічний опір), так фізико-механічні властивості насіння (форма, вага, шорсткість) та шару в цілому (кут вкладання, порозність шару).

На підставі проведених експериментальних досліджень також було встановлено область раціональних значень параметрів зерносушарки каскадного типу, при яких спостерігається підвищення якісних показників роботи (ефект сушіння для зернових культур $W=9-10,5\%$, продуктивність $Q=0,250$ т/год, при енергетичних витратах $E=250$ кДж/кг):

- тиск в сушильній камері – $P_1=55-60$ мм.вод.ст.;
- температура в сушильній камері – $t_1=114-126$ °C;
- товщина шару матеріалу – $h=12-20$ мм;
- кут нахилу робочих каскадів – $\alpha=3-9^\circ$;
- температура в трубі попереднього прогрівання $t_2=45-50$ °C;
- тиск в трубі попереднього прогрівання $P_2=0-50$ мм.вод.ст.

Список літератури

1. Котов Б.І., Коваль С.М., Шустик Л.П., Цема Т.В. Технічні засоби для зберігання зерна в господарствах України // Пропозиція, 1999.-№ 11. – С. 25-27.
2. Соколов А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна. – М.: Колос, 1975. – 496 с.
3. Петренко М.М., Скриннік І.О. Зерносушильна установка касетного типу // Збірник наукових праць КДТУ (техніка в сільськогосподарському машинобудуванні, галузеве машинобудування, автоматизація). Випуск 15. – Кіровоград: КДТУ, 2004. – С.323 - 328.

В статье наведено експериментальные данные и определены основные закономерности влияния параметров сушки каскадного типа на качественные показатели работы во время сушки семян в кипящем слое.

In the article motion of seed is considered for to the cascades of the installation for dry grain in the boiling layer. Researches which allow in theory to define the structural parameters of dryer taking into account the features of motion of seed are resulted.

Моніторинг процесів тріщиноутворення в робочих деталях технічних систем ковальсько-штампувального виробництва

У статті наведені результати дослідження і оцінки методики прогнозування тріщиностійкості елементів конструкції технологічного оснащення під час виконання штампувальних операцій. Представлені основні математичні залежності, що визначають поведінку тріщини. Запропоновано практичне застосування зазначеної методики під час процедур фахового супроводження і проектування технічних систем ковальсько-штампувального виробництва

тріщина, в'язкість руйнування, штампування, енергія, шлях тертя, зусилля

Конкурентоспроможність сільськогосподарської техніки на галузевому ринку прямим чином пов'язана з їх якістю. Між тим досягненню стабільності технічних показників сільгоспмашин до рівня стандартів ISO перешкоджає недостатність технологічної підготовки виробництва, зокрема, і штампувального. Так, на ВАТ «Червона Зірка» фактично згорнуто інструментальне виробництво, відчувається гострий дефіцит кваліфікованих робітників по виготовленню штампів тощо. В таких умовах особлива увага має бути приділена питанням якісного супроводження діючого штампового оснащення, зокрема стійкості штампів від появи тріщин.

Сучасні методи нелінійної механіки руйнування дозволяють прогнозувати момент тріщиноутворення, однак переважно з теоретичної точки зору. В даній статті розглянуто моніторинг тріщиностійкості елементів технічних систем (ТС) ковальсько-штампувального виробництва у виробничих умовах, коли обладнання зайняте виконанням конкретної програми випуску продукції. Тоді головним завданням є моніторинг подальшої поведінки тріщини, що розкрилася, у певному місці супроводжуваної ТС. Адже не виключено, що запас накопичуваної в ТС після кожного робочого циклу деформування енергії буде *менше* значень, критичних для даних умов роботи обладнання. Відповідно, тріщина у подальшому не буде розповсюджуватись. При цьому поле напружень, що виникає навколо тріщини в процесі її зародження та розвитку може ініціювати роботу найближчих джерел дислокацій D_1 D_2 D_3 (рис.1), з одночасним гальмуванням швидкості розвитку тріщини та провокуванням пластичного плину металу на інших ділянках (наприклад, в площинах $A'B''$, $A''B''$, див. рис.1).

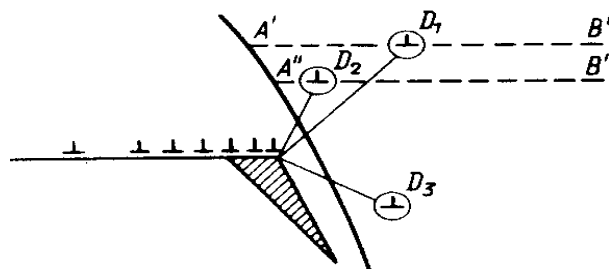


Рисунок 1 – Схема виникнення скупчення дислокацій із подальшим утворенням тріщини

Одиничні випадки прогнозування процесів тріщиноутворення (а також перелік застережних заходів) описані в [1], проте вони стосуються головним чином виробничих дефектів, допущених під час виготовлення ТС, а не власне систем, які експлуатуються у виробничих умовах впродовж тривалого проміжку часу.

Розглянемо складові контактних тисків на поверхнях, схильних до тріщиноутворення під час роботи ТС. Очевидно, що у випадку, коли сума значень контактного тиску мікронерівностей p_a та тиску мастильної плівки (або іншого проміжного шару) p_f перевищить значення критичного тиску пошкодження p (див. рис.2) , то розвиток поверхневої тріщини піде прогресуючим шляхом.

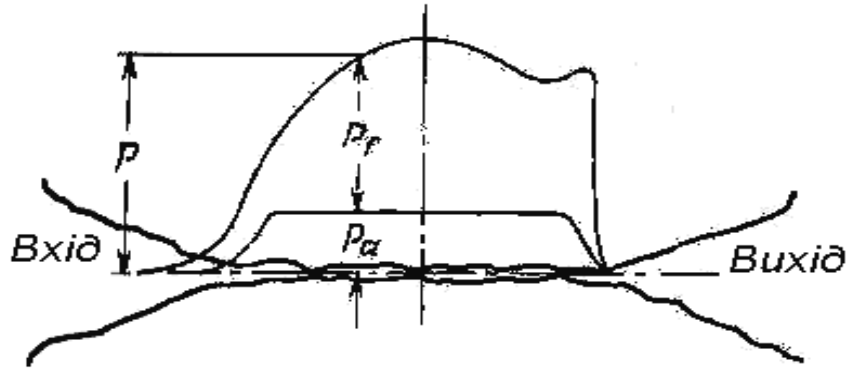


Рисунок 2 – Схема виникнення умов для поверхневого пошкодження робочих поверхонь

В якості прикладу фахового супроводження технологічного оснащення було обрано пару “пуансон-матриця” III переходу холодного висаджування деталі «Болт спеціальний» (див. рис. 3).

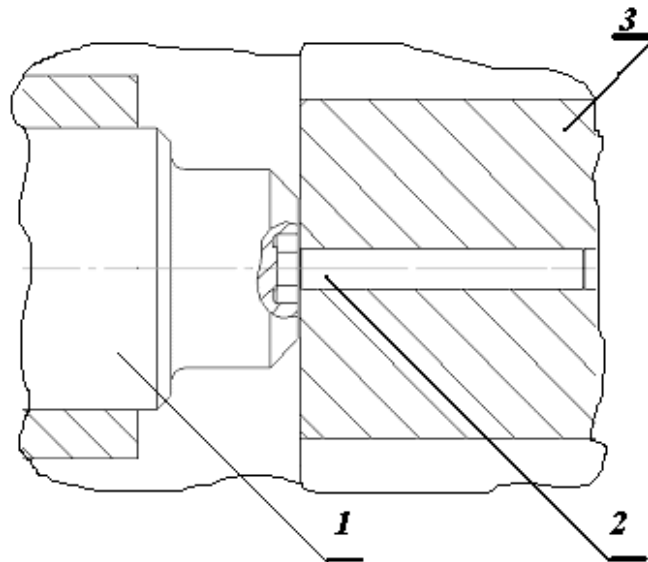


Рисунок 3 – Схема переходу : 1 – пуансон; 2 – деталь; 3 – матриця

Вихідні дані:

- пуансон – суцільний, із сталі X12M;
- матриця – бандажована (вставка із твердого сплаву ВК15, корпус – із сталі 30ХГСА).

Визначаємо величину напруження біля ведучого кінця тріщини критичної довжини. Цей параметр визначається критерієм Ірвіна

$$k_1^c = 276 - 1,774\sigma_T - 3,99\psi + 0,062\sigma_T\psi \text{ (кг/мм}^{1,5}\text{)},$$

де σ_T – межа міцності матеріалу інструменту; ψ – відносне стоншення.

Зазначені дані для прийнятих матеріалів матриці та пуансона наведені в табл.1:

Таблиця 1 – Механічні характеристики інструментальних матеріалів

Матеріал	HRC(A)	σ_T , МПа	ψ , %	E, ГПа	μ
X12M	60-64	3100	38	225	0,26
BK15	84-88	1600	8	395	0,34

Тоді для сталі X12M

$$k_1^c = 276 - 1,774 \times 310 - 3,99 \times 0,38 + 0,062 \times 310 \times 0,38 = 304,8.$$

Для твердого сплаву BK15

$$k_1^c = 276 - 1,774 \times 160 - 3,99 \times 0,08 + 0,062 \times 160 \times 0,08 = 39,6.$$

Визначаємо кількість циклів опору розповсюдженню тріщини

$$N_p = -10530 + 103,1\sigma_T + 16,4\psi + 4,2T,$$

де $T = 80^0$ – температура інструменту під час холодного висаджування.

Для сталі X12M

$$N_p = -10530 + 103,1 \times 310 + 16,4 \times 38 + 4,2 \times 80 = 22390,2 (\text{циклів}).$$

Для твердого сплаву BK15

$$N_p = -10530 + 103,1 \times 160 + 16,4 \times 8 + 4,2 \times 80 = 6433,2 (\text{циклів}).$$

Обидва значення N_p значно менші за нормативні значення стійкості, отже вірогідність виникнення мікротріщин достатньо висока. Таким чином, фахове супроводження умов експлуатації інструменту є безумовно необхідним. Встановлюємо значення критичної амплітуди пластичної деформації деталей технологічного оснащення, яка необхідна для тріщиноутворення

$$\varepsilon_p = \frac{\psi}{2N_p^\gamma}, \quad (1)$$

де $\gamma = 0,38 - 0,5$ – коефіцієнт.

Для сталі X12M

$$\varepsilon_p = \frac{38}{2 \times 22390^{0,38}} = 0,4224.$$

Для твердого сплаву BK15

$$\varepsilon_p = \frac{8}{2 \times 6433,2^{0,5}} = 0,0498.$$

Закономірно, що для твердого сплаву амплітуда критичного тріщиноутворення практично на порядок менша, оскільки пластичність сплаву дуже низька. Обчислюємо значення роботи тріщиноутворення

$$A_y = \varepsilon_p \sigma_T \sin n\tau. \quad (2)$$

Оскільки $n_{\max} = 105$ (холодне висаджування виробу проводили на багатопозиційному холодновисаджувальному автоматі АБ1922), то цикл штампування

$$\tau = \frac{60}{105} = 0,571(c).$$

Для сталі X12M

$$A_y = 0,4224 \times 310 \times \sin 0,571 \times 105 = 553,1075 (н \cdot мм).$$

Для твердого сплаву BK15

$$A_y = 0,0498 \times 160 \times \sin 0,571 \times 105 = 69,003 (н \cdot мм).$$

Для якісного інженерного моніторингу експлуатації інструменту необхідно визначити умови щодо подальшого розповсюдження тріщини. Енергія, яка потрібна для цього процесу

$$G_{1c} = \frac{k_1^c (1 - \mu^2)}{E}. \quad (3)$$

Для сталі Х12М

$$G_{1c} = \frac{304,8^2 (1 - 0,26^2)}{22500} = 38,499 (н \cdot мм).$$

Для твердого сплаву ВК15

$$G_{1c} = \frac{39,6^2 (1 - 0,34^2)}{39500} = 0,351 (н \cdot мм).$$

Порівнюючи отримані із використанням залежностей (1)...(3) дані, встановили, що для обох деталей $A_{ц} > G_{1c}$, отже розповсюдження тріщини в процесі роботи інструменту матиме місце. Стосовно матриці цю проблему можна зняти повторним бандажуванням вставки. Для пуансону потрібно було додатково розрахувати значення розкриття тріщини

$$[\delta] = \frac{k_{1c}^2}{\sigma_T E} = \frac{304,8^2}{22500 \times 310} = 0,0133 (мм).$$

Звідси критична довжина тріщини

$$L_{кр} = \frac{k_{1c}^2}{\pi \sigma_T} = \frac{304,8^2}{\pi \times 310^2} = 0,3077 (мм).$$

Оскільки $[\delta] < L_{кр}$, то тріщина розкриється, але далі розповсюджуватися не буде. За умов ретельного дотримання режимів штампування процес зношування пуансону буде йти “нормальним” шляхом.

Подальший моніторинг тріщиностійкості проводили з урахуванням змін у товщині та фізико-механічних властивостях масляної плівки, яка наноситься на заготовку. Досліджені типи технологічних мастил, що мають найбільш поширене застосування в технологіях штампування (див. табл.2).

Таблиця 2 – Фізико-механічні параметри технологічних мастильно-охолоджуючих речовин

Марка/вид технологічного мастила	Кінематична в'язкість η , м ² /с	Густина ρ , кг/м ³
1. Мило господарче (50%) +H ₂ O	0,05	700
2. Масло машинне И20А	0,8	900
3. Вазелін технічний	2	950
4. Мастило графітізоване УСсА	2,25	2250

Коефіцієнт ефективності діагностованих видів технологічних мастил

$$k = \frac{\pi d_k^2 (h_3^o - h_3^к)}{4 F_{тп}}, \quad (4)$$

де h_3^o та $h_3^к$ – висота досліджуваних зразків відповідно до деформації та після деформації зусиллям $P = \text{const}$;

$F_{тп}$ – площа контактної поверхні зразка (а, отже, і кінцева площа шару технологічного мастила) після деформації.

Експерименти по діагностуванню технологічних мастил проводили на універсальній випробувальній машині УИМ-50 в діапазоні технологічних зусиль 500 кН та швидкості переміщення рухомого бойка $v = 1,08$ мм/с. Узагальнені результати дослідів та розрахунків наведені у табл. 3.

За результатами досліджень провели моніторинг змін умов тріщиноутворення при наявності на контактних поверхнях інструменту масляної емульсії на базі машинного масла И20А. Використано методику Фогельполя [3] для оцінки екрануючої здатності мастильних плівок в умовах значних питомих тисків. Зокрема, поправочний коефіцієнт, що враховує зміну умов тертя при наявності мастильного середовища

$$k_F = 1 - \frac{\eta v_d}{\sigma_s \varphi^2 L_{mp}}, \quad (5)$$

де η – динамічна в'язкість мастила;

v_d – швидкість переміщення робочого інструменту;

$\varphi = z/s$ – відносний технологічний зазор.

Таблиця 3 – Експериментальні значення параметрів мастильних речовин, обчислені за (4)

Марка/ вид технологічного мастила	k	h_k , мм	d_k , мм	F_{tp} , мм ²
Мило господарче (50%) +H ₂ O	4,96	13,0	24,15	457,83
Масло машинне И20А	5,20	13,1	24,35	465,40
Вазелін технічний	4,87	13,1	24,05	454,04
Мастило графітізоване УСсА	5,0	12,9	24,2	459,72

Тоді фактичне число циклів до початку стадії прогресивного зношування

$$N_\phi = \frac{N_n}{k_F}.$$

Порівнюючи отримані за допомогою залежності (5) значення N_ϕ та N_n , можна зробити висновки щодо переважання конкретного механізму зношування та вжити потрібних заходів щодо підвищення стійкості. Хоча дослідження Фогельполя були виконані з метою визначення умов тертя в артилерійських системах, положення цієї теорії справедливі і для процесів штампування. Це пояснюється тим, що при дослідженні трібологічних умов роботи ТС до уваги приймають не відносну швидкість v контактуючих тіл, а параметр $[pv]$, де p – максимальний питомий тиск на контактні поверхні.

Таким чином, моніторинг тріщиностійкості робочих деталей та вузлів технічних систем ковальсько-штампувального виробництва доцільно проводити у такій послідовності:

- визначити умови зародження внутрішньої або зовнішньої тріщини у найбільш навантаженій технологічними зусиллями деталі штампувального оснащення, обладнання тощо;

- встановити факт стабільності тріщини та ймовірності її подальшого розповсюдження; якщо останнє є цілком вірогідним, розробити заходи щодо запобігання цьому процесу;

– проаналізувати очікуване значення тріщиностійкості матеріалу деталі, яка підлягає моніторингу; при необхідності оптимізувати склад мастильно-охолоджуючого середовища.

Список літератури

1. Шнейберг В.М., Акаро И.Л. Кузнечно-штамповочное производство Волжского автомобильного завода. М.: Машиностроение, 1977.
2. Испытание материалов. Справочник. Под ред. Х. Блюменауэра. Пер. с нем. М.: Металлургия, 1979.
3. Чихос Х. Системный анализ в трибонике. Пер. с англ. М.: Мир, 1982.

В статье приведены результаты исследования и оценки методики прогнозирования трещиностойкости элементов конструкций технических систем кузнечно-штамповочного производства. Представлены основные математические зависимости, определяющие поведение трещины. Предложено практическое применение описанной методики при профильном сопровождении оборудования и штампов.

In the article is given the results of research and estimation of metal forming technical systems elements and knots failure prognosis method. The basic mathematical expressions of failure conditions are represented. Practical using of these methods during the profile monitoring of forming equipment are proposed.

Фахове супроводження змін у топографіях контактних поверхонь робочих деталей штампів холодного об'ємного штампування

У статті наведені результати дослідження методики прогнозування довговічності робочих деталей штампів під час виконання ними штампувальних операцій. Представлені основні математичні залежності, що визначають окислювальне зношування та руйнування інструменту. Запропоновано практичне застосування зазначеної методики під час процедур фахового супроводження і проектування оснащення для холодного об'ємного штампування

тріщина, окислювальне зношування, штампування, тертя, хемосорбція, зусилля, ресурс пластичності

Довговічність та надійність деталей посівних і ґрунтообробних машин у значній мірі залежить від якості технологій їх штампування. Зокрема, стабільність показників виробів після холодного висаджування інколи стає підставою для рекламаций на продукцію ВАТ «Червона Зірка» з боку експлуатаційників продукції підприємства.

Важливою частиною фахового супроводження штампів холодного висаджування є моніторинг складу поверхні робочих деталей. Його суть полягає у визначенні інтенсивності зношування пуансонів залежно від змін у хімічному складі штампової сталі. Особливо суттєвим питання окислювального зношування інструменту постає стосовно штампів, які встановлюються на швидкохідних автоматах і, отже, працюють в умовах відносно високих (до 80–120°C) температур. Механізм реакцій активації на контактних поверхнях схематично представлений на рис.1. В системі з граничним змащенням виникає хемосорбція, коли молекули мастила утримуються на поверхні хімічними зв'язками. В порівнянні з фізичною адсорбцією вона неповністю зворотна і має більш високу теплоту адсорбції (фізична адсорбція 8000–42000 Вт/моль, хімічна адсорбція 42000–420000 Вт/моль) [1]. Добре відомим прикладом хемосорбції в системі з граничним змащенням є реакція стеаринової кислоти з оксидом заліза в присутності води з виникненням плівки «металевого мила» із стеарату заліза на поверхні. Ці металеві мила мають не тільки бажані властивості щодо міцності на зріз, але і значно більш високі температури плавлення (до 120 °C), ніж початкова жирна кислота. При цьому хімічно адсорбовані плівки мають ефективну змащувальну властивість незалежно від того, виникли вони на реагуючій поверхні або нанесені тонким шаром (напиленням) на нереагуючу поверхню.

Кількість циклів деформування, після яких на поверхні пуансону ймовірно утворення оксидної плівки

$$K = \frac{z^2}{A \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right) \tau},$$

де A – константа Арреніуса;

Q – енергія активації;

τ – абсолютна температура на контакті;

R – універсальна газова константа;

z – критична товщина оксидної плівки.

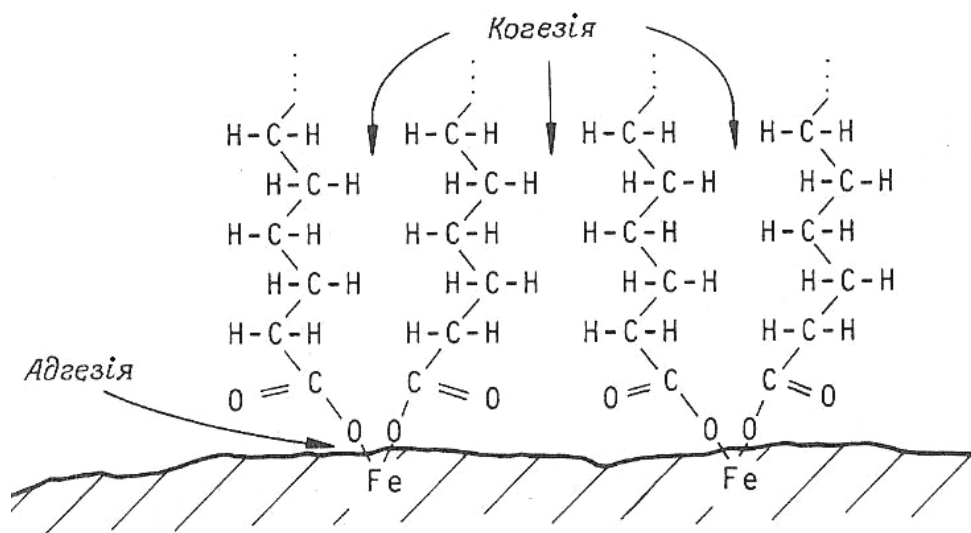


Рисунок 1 – Механізм реакцій хемосорбції на контактних поверхнях

За результатами виробничих експериментів, проведених в умовах метизного цеху ВАТ «Червона Зірка» було встановлено, що нормальна експлуатація холодновисаджувального інструменту можлива за умови, коли гранична товщина мастильної плівки z , яка зберігається на поверхні інструменту не перевищує 0,20 – 0,22 мм.

Для інструментальних сталей $Q=33000$ Дж/моль; $R=8,31$ Дж/моль·К; $A=70$ мм²/с; $T=353$ К [2].

Тоді

$$K = \frac{0,22^2}{70 \times \exp\left(-\frac{33000}{8,31 \times 353}\right)} = 93,06.$$

Таким чином, вже після перших хвилин роботи обладнання на поверхні пуансонів ймовірно утворення оксидної плівки.

Об'ємне зношування матеріалу пуансона в умовах окислювального зношування

$$V = (1 - \psi) \frac{P_T L_{mp}}{HK},$$

де $H=1100$ кг/мм² – твердість за Віккерсом матеріалу пуансона;

H_{mp} – шлях тертя (приймаємо $L_{mp} \approx 0,2 L_o$).

Таким чином

$$V = (1 - 0,38) \frac{104551 \times 1,8}{1100 \times 93,06} = 2,85 (\text{мм}^3).$$

Враховуючи, що об'єм робочої частини пуансона, що відслідковувався, складає

$$V_p = F_{III} h_{III} = 3,464 \times 11^2 \times 10 = 4191,44 (\text{мм}^3)$$

окислювальне зношування розпочнеться через

$$N = \frac{V_p}{V} = \frac{4191,44}{2,85} = 1470,68 (\text{циклів}).$$

Отже, для збільшення стійкості пуансонів потрібно:

- збільшити твердість робочої його частини;
- зменшити значення шляху тертя;

– зменшити технологічне зусилля.

Встановимо ефективність перших двох пропозицій. Наприклад, призначимо верхню межу твердості матеріалу пуансона (сталь Х12Ф1) на рівні 64 HRCe та мінімізуємо значення шляху тертя (наприклад, внаслідок застосування пуансонів із загостреним робочим торцем).

Тоді

$$V = (1 - 0,38) \frac{104551 \times 1,8 \times 0,33}{1300 \times 93,06} = 0,318 (\text{мм}^3).$$

Звідси розрахункове значення початку процесу окислювального зношування для даних умов становитиме

$$N = \frac{4191,44}{0,318} = 13169,32 (\text{циклів}).$$

Таким чином кваліфіковане фахове супроводження технології холодного висаджування дозволяє збільшити стадію нормального окислювального зношування з 1470 до 13169 робочих циклів, або майже в 9 разів. Остаточню прогнозуємо такий стан роботи інструменту, схильного до зазначеного виду зношування:

- I етап (припрацьовування) – до 90-100 циклів;
- II етап (“нормальне” окислювальне зношування) – до 13200 циклів;
- III етап (прогресуюче зношування) – до 22400 циклів, після чого пуансон необхідно замінювати.

Наступною стадією фахового супроводження холодновисаджувального інструменту є визначення ресурсу його пластичності під час окислювального зношування.

Ресурс пластичності металу – це величина пластичності, яку він має і яку може виявити при деформації до повного руйнування. Оскільки до руйнування деформований метал не доводять, то ресурс пластичності, витрачений до заданої деформації (або до початку тріщиноутворення) називають пластичністю, що використана, Π_n . Інша, невикористана частина називається залишковою пластичністю металу, $\Pi_{оп}$. Таким чином ресурс пластичності

$$\Pi_p = \Pi_n + \Pi_{оп}.$$

Теоретично деформація без руйнування можлива, якщо дотримані дві умови: в початковий момент деформації $\Pi_p > \Pi_n$, а наступному $\Pi_{оп} > \Pi_n$, де Π_n – потрібна пластичність металу, тобто мінімально необхідна пластичність для успішної деформації виробу без порушення його цілісності та суцільності. Отже, ступінь використання ресурсу пластичності

$$\psi = \frac{\Pi_p - \Pi_{оп}}{\Pi_p} = \frac{\Pi_n}{\Pi_p}.$$

В якості основного фактора, який обмежує значення граничної ступені деформації Π_n виступає величина Π_p . Чим менше Π_p , тим більші значення можуть сприймати вищезазначені параметри. З іншого боку, чим складнішою є структура інструментального матеріалу, більшою – задана деформація та інтенсивність зміцнення матеріалу, тим (при рівних інших умовах) більше Π_n та менше – допустимі деформації. Для встановлення Π_p використовували розрахункову залежність, яка запропонована В.Л.Колмогоровим:

$$\Pi_p = 1,73 \ln \left[\frac{100}{(100 - A)} \right],$$

де A – параметр, встановлюваний за даними відповідних випробувань.

Вважається, що в якості A можна використовувати відносне зтоншення матеріалу, питому роботу тріщиноутворення тощо. При цьому, якщо $P_p > 3$, то деформованість металу можна визнавати доброю, якщо $P_p > 0,9$ – задовільною, якщо $P_p < 0,9$ – то незадовільною.

Однак практична реалізація розглянутого способу визначення степеню реалізації ресурсу пластичності представляє помітні складнощі. По-перше, необхідно проводити спеціальні випробування на розтяг, стискування та ін., причому напружено-деформований стан металу, що випробується, далеко не завжди ідентичний тому, який він відчуває в реальних процесах холодного об'ємного штампування. По-друге, для того, щоб визначити використану пластичність P_n , необхідно знати гранично допустиму деформацію, яка теж встановлюється лише за даними відповідних випробувань. Якщо ж задавати зазначений параметр попередньо, то зміст подальших процедур взагалі втрачається, оскільки так само можуть бути задані, наприклад, значення питомої роботи тріщиноутворення і т.д. Отже, спочатку необхідно ввести суттєві припущення, що позначиться на рівні можливих помилок прогнозування.

В практиці отримала певне розповсюдження залежність Колмогорова-Богатова[3]:

$$\psi = \sum_{i=1}^n (\Delta \varepsilon_i / \varepsilon_p) \alpha_i = 1,$$

де n – число стадій деформування;

ε_p – граничний степінь деформації металу без руйнування;

α_i – коефіцієнт, що залежить від матеріалу.

Якщо залежності $\varepsilon_p = \varepsilon_p(J)$ та $\varepsilon = \varepsilon(J)$ представити у вигляді графіків або таблиць, то становиться можливим реалізувати графічний метод прогнозування, який засновано на гіпотезі сумування пошкоджень та припущенні, що закон накопичення пошкоджень – лінійний.

Методики визначення інтенсивності деформацій та показника жорсткості схеми напруженого стану для більшості з операцій холодного об'ємного штампування добре відомі. Однак графічний метод прогнозування, хоча і є наочним, але не має достатньої точності і потребує проведення ретельних графічних побудов, які дуже чутливі до помилок масштабування. Тому для прогнозування руйнування заготовки в процесі холодного висаджування ми рекомендуватимемо експериментально-аналітичний метод. Обробка даних можлива в інтерактивному режимі.

Сутність методики прогнозування полягає у тому, що поставлена задача зводиться до сумісного вирішення двох рівнянь, які у загальному вигляді можуть бути записані так:

$$\varepsilon_p = \varepsilon_p([J], \Gamma)$$

$$\text{та } \varepsilon_p = \varepsilon_p(e, \Gamma).$$

Тут $[J]$ – допустиме значення показника жорсткості схеми напруженого стану; $\Gamma = h_0/d_0$ – геометричний параметр, який характеризує відношення довжини висаджуваної частини заготовки до її вихідного діаметру; ε_n – граничний ступінь деформації кожного переходу холодного висаджування, який залежить також і від відносної степені деформації на переході

$$e = \left| \frac{h_0 - h}{h} \right|.$$

Кількість пар рівнянь, таким чином, буде відповідати числу переходів штампування. Для різних співвідношень h_0/d_0 (від 1,0 до 1,5; це реально відповідає переважній більшості виробів, які виготовляються методами холодного висаджування)

виконано наближення експериментальних кривих двох параметричними залежностями за методом найменших квадратів. Для ε_n отримана степенева залежність

$$\varepsilon_n = 1,8227 e^{1,7664} \left(\frac{h_0}{d_0} \right)^{0,6670}.$$

Аналогічно була оброблена і інша функціональна залежність

$$\varepsilon_p = 0,5936 \left(2[\mathcal{K}]^3 + \frac{h_0}{d_0} \right).$$

Таким чином, при $\varepsilon_p > \varepsilon_n$ висаджування заготовки на даному переході можливе без руйнування матеріалу, у зворотньому випадку вірогідним є руйнування головки. Відповідно тоді необхідно переглянути геометричні параметри переходу у бік зменшення ε_n . Якщо зазначена процедура з будь-яких причин неможлива, необхідно продумати питання стосовно знеміцнювальної обробки матеріалу або навіть вдатися до заміни останнього.

Втім, цілісність головки висаджуваного виробу на переході ще не гарантує відповідної якості виробу. Справа у тому, що для різних варіантів висаджування інтенсивність деформації дуже незначною мірою залежить від співвідношення h_0/d_0 . Це не дозволяє зробити однозначний висновок щодо необхідності використання при висаджуванні заготовок з певними значеннями h_0/d_0 . Наприклад, із збільшенням h_0/d_0 показник жорсткості $\mathcal{K}$ зменшиться, але при висаджуванні головок однакового об'єму потрібні і більші деформації. Тому, задаючись граничним значенням степені використання ресурсу пластичності $[\psi]$, визначаємо Π_n для кожного з переходів за формулою Колмогорова-Богатова.

Перед використанням формули Колмогорова-Богатова треба провести наступні перетворення:

– з теорії кривих зміцнення відомо, що залежність між деформаціями та напруженнями в координатах σ_s, ε (σ_s – напруження плину деформованого металу) має вигляд

$$\sigma_s = \frac{4}{\pi} \sigma_B \operatorname{arstg} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_p} \right)^n,$$

де σ_B – істинне напруження шийки при розтягуванні зразка;

n – коефіцієнт, який залежить від здатності деформованого матеріалу до зміцнення. Оскільки при $\varepsilon = \varepsilon_B$ (ε_B – інтенсивність деформації в момент утворення шийки) останнє рівняння після диференціювання по $d\varepsilon$ дає значення інтенсивності зміцнення

$$\frac{d\sigma_s}{d\varepsilon_B} = \frac{1}{1-\psi} \frac{d\sigma_s}{d\varepsilon_B} = \operatorname{tg} \alpha,$$

де $\operatorname{tg} \alpha$ – тангенс куту нахилу кривої зміцнення, то

$$\psi = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_p} \right)^{\operatorname{tg} \alpha} = 1;$$

– оскільки деформація відбувається у холодному вигляді, то дотична до кривих зміцнення відсікає на осі абсцис одиничний відрізок. Але при висаджуванні деталей типу стержнів з потовщеннями зміна діаметру стержня по переходах штампування невелика – вона коливається в межах пружної деформації матеріалу заготовки, його теплового розширення та інших малозначущих факторів. Тому

$$\psi = \frac{F_0 - F}{F_0} \rightarrow 0,$$

де F_0 – початкова площа перерізу заготовки;

F – площа перерізу готового стержня).

Таким чином, для основних видів кривих зміцнення з достатнім ступенем точності можна приймати $\operatorname{tg} \alpha = \sigma_B$.

Тому остаточно отримуємо

$$[\psi] = \sum_{i=1}^n (\Delta \varepsilon_i / \varepsilon_p)^{\sigma_B} = 1.$$

Відомо, що найкраще співвідношення характеристик міцності та пластичності досягається у випадку, коли $[\psi] = 0,5-0,8$ (більші значення $[\psi]$ відповідають низьколегованим та маловуглецевим конструкційним сталям). Якщо висаджуванню підлягають середньовуглецеві та леговані сталі типу 38ХГН, 40ХН2МА тощо, то граничне значення ступені використання ресурсу пластичності (із міркувань стійкості інструменту) не може перевищувати 0,7.

Значення ε_p можна брати з відповідних таблиць та графіків [4].

Статистична обробка експериментально отриманих залежностей свідчить про їх незначну чутливість до схем холодного висаджування (висаджування в пуансоні, пуансоні та матриці або тільки в матриці). Отже, при наявності даних по діаграмах пластичності оброблюваного матеріалу, характері навантажень на кожному з переходів тощо вже на початковій стадії проектування технологічних процесів холодного висаджування можна аналітично розрахувати ступінь використання ресурсу пластичності деформованого металу та спрогнозувати його експлуатаційні властивості (а, отже, і довговічність готового виробу).

Схема алгоритму прогнозування:

- обчислюємо ступені деформації на всіх переходах. Попередньо повинні бути відомі: висота висаджуваної частини заготовки h_0 ; діаметр заготовки d_0 ; кінцева висота головки h ;

- підраховується граничний ступінь деформації матеріалу без його руйнування. Показник жорсткості схеми напруженого стану призначається в залежності від конфігурації готового виробу;

- виконується порівняння значення ε_n та ε_p по кожному з переходів. Якщо $\varepsilon_p < \varepsilon_n$, то встановлюється неможливість проведення холодного висаджування через ймовірність руйнування головки;

- в залежності від виду попередньої обробки матеріалу визначається значення напруження плину.

Наприклад, стосовно відпаленої вуглецевої сталі

$$\sigma_s = 74C + 20e^{0,25} \quad (C - \text{процентний вміст вуглецю в сталі}).$$

Для гарячекатаної вуглецевої сталі ($C = 0,058-0,72\%$)

$$\sigma_s = -25 + 80C + 36e^{0,23} \quad (\text{якщо } e = 1 - 20\%),$$

$$\sigma_s = 38 + 80C + 0,45e \quad (\text{якщо } e > 20\%).$$

Якщо сталь перед холодним висаджуванням піддавали волочінню або калібруванню, то

$$\sigma_s = \sigma_T \left\{ 1,06 - 0,1e(1,52 - 3,5e)e^k - [0,02 + (2,9 - 3,2e)e^{k1}]C \right\},$$

де e^k – ступінь деформації при калібруванні або волочінні, %:

- для кожного з переходів штампування визначаємо $\operatorname{tg} \alpha_i = \sigma_{Bi}$ і – далі – сумарний ступінь використання ресурсу пластичності. Для оцінки інтенсивності використання ресурсу пластичності по переходах штампування можна приймати $\alpha_i = \operatorname{tg} \sigma_{si}$ – це не впливає на кінцевий результат, але дозволяє проводити оптимізацію геометричних параметрів висаджуваного виробу;

– порівнюємо значення $\psi_{об}$ із $[\psi]$. Якщо $\psi_{об} < [\psi]$, то прогноз по деформуванню матеріалу – сприятливий, у зворотньому випадку холодне висаджування неможливе.

Список літератури

1. Чихос Х. Системный анализ в трибонике. Пер. с англ. М.: Мир, 1982.
2. Кришкін Б.Б. Інженерний моніторинг процесів штампування // Зб. наук. праць Кіровоградського національного технічного університету/Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / Вип. 16. – Кіровоград: КНТУ, 2005. – С.169 – 172.
3. Пластичность и разрушение. Под ред. В.Л. Колмогорова. М.: Металлургия, 1977.
4. Механические свойства металлов и сплавов при обработке металлов давлением. Третьяков А.В., Зюзин В.И. – М.: Металлургия, 1973.

В статье приведены результаты исследования методики инженерного мониторинга изменений физико-механических свойств и химсостава контактных поверхностей инструмента для холодной высадки. Приводятся схема и алгоритм прогнозирования стойкости нагруженных рабочих деталей оснастки в зависимости от прочностных показателей деформируемых материалов. Предложено практическое применение описанной методики в производственных условиях.

In the article the results of development and research for the surface structure and properties cold upsetting tool engineering monitoring are stated. Scheme and consecutivity of cold upsetting tool longevity depending of deformed steels figures are presented. The practical applications of the described method in production conditions are proposed.

Методика планування експерименту з визначення оптимальних параметрів розрихлювача-вирівнювача картоплезбиральної машини

Наведена методика планування і проведення експерименту в польових умовах та описана будова і принцип дії експериментальної польової установки для визначення оптимальних конструктивних параметрів розрихлювача, а також їх вплив на якісні і кількісні показники його роботи.
розрихлювач-вирівнювач, сепарація, тахометр, пошкодженість

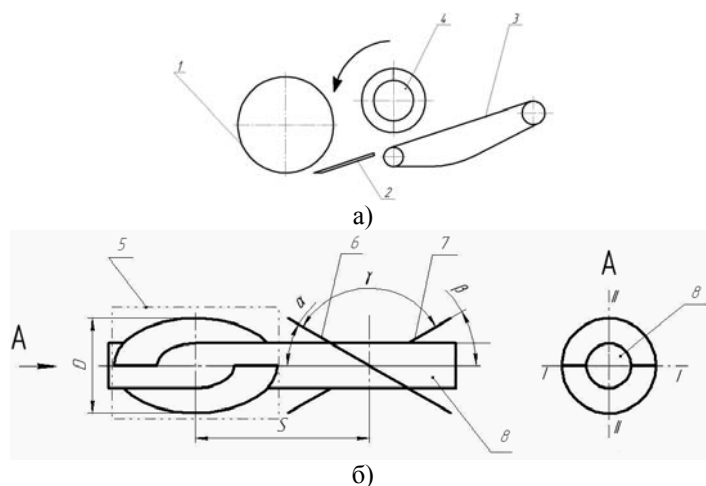
Постановка проблеми

В останній час актуальною є проблема поліпшення якісних та кількісних показників роботи картоплезбиральної техніки, зокрема таких як, пошкодженість бульб та продуктивність агрегату. Одним з перспективних напрямків вирішення цієї проблеми є встановлення комбінованого сепаруючого пристрою, що складається з пруткового елеватора та розрихлювача-вирівнювача.

Аналіз останніх публікацій та досліджень

Розроблена конструкція комбінованого сепаратора для картоплезбиральної машини зі змінним ступенем впливу на бульбоносний шар [1].

Комбінований сепаруючий пристрій (рис.1) складається з сепаруючого елеватора 3 та розрихлювача-вирівнювача 4, який активно діє на бульбоносний шар, руйнуючи тверді грудкові утворення та розрівнюючи його за шириною сепаруючого елеватора 3 за допомогою розрихлюючих елементів 4, які жорстко встановлені на барабані. Кожен розрихлюючий елемент утворений з двох півдисків 6, 7, що направляють бульбоносний шар до центральної частини сепаруючого елеватора.



а – схема встановлення розрихлювача-вирівнювача; б – схема робочих органів розрихлювача-вирівнювача; 1 – опорне колесо, 2 – підкопуючий леміш, 3 – прутковий елеватор, 4 – розрихлювач-вирівнювач, 5 – розрихлюючий елемент, 6,7 – півдиски розрихлюючого елемента, 8 – барабан

Рисунок 1 – Схема розрихлювача-вирівнювача картоплезбиральної машини

Мета і методика досліджень

Визначити зв'язок між основними конструктивними та технологічними параметрами розрихлювача-вирівнювача.

Завдання досліджень

Основними завданнями досліджень є:

- вивчити вплив конструктивних параметрів і режимів роботи комбінованого сепаратора на повноту виділення ґрунтових домішок та пошкодженість бульб картоплі;
- провести дослідження з впливу параметрів і режимів роботи картоплезбиральної машини із експериментальним розрихлювачем-вирівнювачем на пошкодження бульб картоплі.

Результати досліджень

Для проведення випробувань була розроблена лабораторно-польова установка на базі картоплезбиральної машини КСТ-1,4А. На неї встановлений розрихлювач-вирівнювач, привід якого здійснювався від гідросистеми трактора. Регулювання частоти обертання барабану розрихлювача здійснювалось за допомогою гідродроселя (рис. 2).



Рисунок 2 – Лабораторно-польова установка на базі картоплекопача КСТ-1,4А

При проведенні експерименту на вал розрихлювача встановлювався тахометр, для контролю частоти обертання, що має похибку $\Delta \pm 10$ об/хв. Також, на картоплезбиральну машину встановлювався спідометр з похибкою $\Delta \pm 0,1$ м/с, для визначення швидкості руху агрегату.

При математичній обробці результатів [2,3] було описано процес, що вивчається, за допомогою математичної моделі, що має вигляд:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i < j}^n b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2, \quad (1)$$

де y – критерій оптимізації дослідження;

b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} – коефіцієнти регресії, по величині яких, можна з'ясувати ступінь впливу відповідних факторів;

$x_1, x_2, \dots, x_n$ – фактори, що можуть бути змінені.

При виборі критеріїв оптимізації при проведенні досліджень було запропоновано: P_ϕ – пошкодженість бульб картоплі, %; μ_c – ступінь сепарації картопляного вороху. Причому, критерій P_ϕ має досліджуватися на $\min$, а критерій μ_c – на $\max$.

В якості факторів, що впливають на критерії оптимізації, використовуючи метод апіорного ранжування пропонується використати:

- частота обертання валу розрихлювача-вирівнювача – $n_{роз}, c^{-1}$;
- кут встановлення півдисків до осі барабана розрихлювача – $\alpha, ^\circ$;
- швидкість руху агрегату – $v_{агр}, км/год$.

Для підтвердження вірності проведеного експерименту фактори змінювались на 2 рівнях (див. табл.1), а також на нульовому рівні. Таким чином був проведений багатофакторний експеримент типу 2^3 .

Перед проведенням досліджень відповідно до ОСТ 74.8.5-74 було визначено ряд показників, що характеризують умови проведення випробувань. Після чого, картоплезбиральний агрегат проходив по п'яти ділянках шириною 2 рядки довжиною 14,3 м (при схемі розміщення 70×30 см). Фіксування сигналу, що поступають від датчиків (тахометра та спідометра), здійснювалось за допомогою спеціальних програм персонального комп'ютера. Перед використанням датчиків виконувалось їх тарування.

Таблиця 1 – Інтервали та рівні варіювання факторів

Показники	Кодове позначення	Фактори та їх позначення		
		Частота обертання $n_{роз}, c^{-1}$	Кут встановлення півдисків, $\alpha, град$	Швидкість руху агрегату $v_{агр}, км/год$
Верхній рівень	+1	120	35	1,6
Основний рівень	0	100	30	1,4
Нижній рівень	-1	80	25	1,2
Інтервал варіювання	ϵ	20	5	0,2

Після проведення викопування картоплі визначались наступні якісні показники:

- глибина викопування, см;
- пошкодженість бульб картоплі, %;
- чистота вороху після сепарації;
- урожайність картоплі, ц/га;
- втрати врожаю, ц/га.

В подальшому розраховувались коефіцієнти оптимізації за формулами:

- пошкодженість бульб картоплі:

$$P_\phi = \frac{n_\phi}{n_k} \cdot 100\%, \quad (2)$$

де n_e – число пошкоджених бульб, шт;
 n_k – загальна кількість бульб у пробі, шт;
– ступінь сепарації картопляного вороху:

$$\mu_c = \frac{m_o + m_b}{m_e} \cdot 100\%, \quad (3)$$

де m_o – маса домішок в картоплі після сепарації, кг;
 m_b – маса бульб картоплі в пробі після сепарації, кг;
 m_e – маса вороху, що поступає на картоплезбиральну машину, кг.

Висновки

Розглянуті основні технологічні параметри роботи картоплезбиральної машини та розроблена методика математичного планування експерименту з визначення критеріїв їх оптимізації. Наведена таблиця планування багатофакторного експерименту з визначення пошкодженості бульб картоплі та ступінню сепарації картопляного вороху в залежності від частоти обертання валу розрихлювача-вирівнювача, кута встановлення півдисків до осі барабана розрихлювача та швидкості руху агрегату. Встановлено рівні варіювання основних факторів, що впливають на критерії оптимізації.

Перспективи подальших досліджень

В подальших дослідженнях планується провести експериментальні дослідження та здійснити їх обробку за запропонованою в даній роботі методикою.

Список літератури

1. Пат. 30102 Україна, МПК А 01 D 19/00. Сепаруючий пристрій картоплезбиральної машини / Герук С.М., Міненко С.В.; заявник та патентопримач ДНВЗ «Державний агроєкологічний університет». – № u200711875; заяв. 29.10.2007; опубл. 11.02.2008, Бюл. №3.
2. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента. «Металлургия», М.: 1969.
3. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рощин П.М.. – Ленинград : Колос, 1972. – 200 с.

Приведенная методика планирования и проведения эксперимента в полевых условиях и описано строение, а так же принцип действия экспериментальной полевой установки для определения оптимальных конструктивных параметров рыхлителя, а также их влияние на качественные и количественные показатели его работы.

The resulted method of planning and conducting of experiment in the field terms the that described structure and principle of action of the experimental field setting for determination of optimum structural parameters of ripper, and also their influence on the high-quality and quantitative indexes of his work.

Теоретичне дослідження особливих положень верстатів-гексаподів

В статті теоретично досліджені особливі положення верстатів-гексаподів та запропоновані рекомендації щодо їх уникнення.

верстат, гексапод, особливі положення, матриця Якобі

Концепція розвитку багатомоделного виробництва конкурентоспроможної машинобудівної продукції в умовах жорсткої боротьби за ринки збуту вимагає широкого використання високоефективних нових технологій та створення для їх реалізації гнучких автоматизованих верстатних систем.

Одним з напрямків автоматизації гнучких виробничих систем є створення технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

Проектування подібного обладнання типу "гексапод" передбачає узгодження взаємозв'язків між схемами формоутворення поверхонь деталей, величиною і напрямками координатних рухів виконавчого органа, компоновочною схемою та конструктивним виконанням елементів верстатної системи.

Механізми типу "гексапод" можуть використовуватись не тільки у верстатобудуванні, а і в інших галузях народного господарства. Наприклад, для з'єднання навісних машин з трактором та ходових коліс транспортного засобу з базовою конструкцією необхідно реалізувати вимоги щодо забезпечення декількох ступенів вільності механізму з метою усунення або зменшення навантажень та вібрацій, що забезпечується застосуванням механізмів паралельної структури (рис. 1).

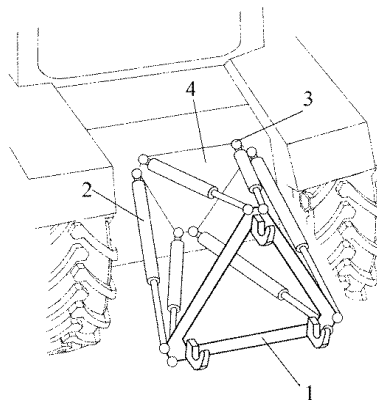


Рисунок 1 – Пристрій для з'єднання навісного обладнання з трактором

Механізм складається з виконавчого органу 1, шести кінематичних ланок 2, кожна з яких має лінійний привід для зміни довжини, що з'єднують виконавчий орган через опорні шарніри 3 з нерухомим елементом 4, закріпленим на відповідному транспортному засобі. Зміна положення виконавчого органу залежно від умов переміщення транспортного засобу здійснюється шляхом зміни довжини кожної кінематичної ланки по відповідному закону.

Під час функціонування гексаподів кінематичні ланки та виконавчий орган можуть створювати особливу конфігурацію, яка викликає втрату однієї або декількох ступенів вільності, аналогічно явищу "мертвої точки" для традиційних механізмів [1, 3], що негативно впливає на працездатність верстатів.

Слід відмітити, що гексаподи у особливому положенні, втрачаючи визначені ступені вільності, продовжують функціонувати, але для виходу з цього положення слід витратити значно більші зусилля, що одночасно створює складності керування процесом обробки деталей.

Отже, визначення особливих положень конфігурації кінематичних ланок та виконавчого органа верстатів-гексаподів, а також пошук шляхів виходу з них є актуальною задачею.

З метою визначення особливих положень верстата-гексапода розглянемо матрицю Якобі [3], складену з рівнянь зв'язку

$$J = \left| \frac{dF_i}{dx_j} \right|, i = 1, \dots, k; j = 1, \dots, n,$$

де $F_i(x_1, x_2, \dots, x_n)$ – рівняння зв'язку.

Положення ВО верстата-гексапода, при яких ранг матриці Якобі менше шести ($J=0$), будуть його особливими положеннями.

Система рівнянь для верстата-гексапода складається з 18 рівнянь, які зв'язують координати опорних шарнірів, розташованих на виконавчому органі та несучій системі. На рис. 2 наведено положення ВО у власній (рухомій) системі координат $X_{BO}Y_{BO}Z_{BO}$, яка розташована у системі координат верстата X_H, Y_H та Z_H .

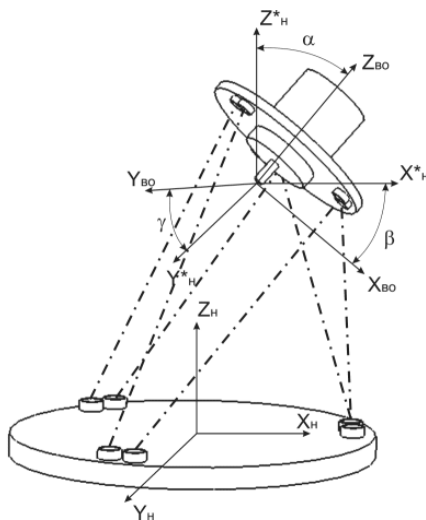


Рисунок 2 – Системи координат ВО (X_{BO}, Y_{BO}, Z_{BO}) і верстата (X_H, Y_H, Z_H)

$$\begin{aligned} (x_{a(n)} - x_{A(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{A(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{A(n)})^2 - l_{aA}^2 &= 0; \\ (x_{b(n)} - x_{B(n)})^2 + (y_{b(n)} - y_{B(n)})^2 + (z_{b(n)} - z_{B(n)})^2 - l_{bB}^2 &= 0; \\ (x_{c(n)} - x_{C(n)})^2 + (y_{c(n)} - y_{C(n)})^2 + (z_{c(n)} - z_{C(n)})^2 - l_{cC}^2 &= 0; \\ (x_{d(n)} - x_{D(n)})^2 + (y_{d(n)} - y_{D(n)})^2 + (z_{d(n)} - z_{D(n)})^2 - l_{dD}^2 &= 0; \\ (x_{e(n)} - x_{E(n)})^2 + (y_{e(n)} - y_{E(n)})^2 + (z_{e(n)} - z_{E(n)})^2 - l_{eE}^2 &= 0; \\ (x_{f(n)} - x_{F(n)})^2 + (y_{f(n)} - y_{F(n)})^2 + (z_{f(n)} - z_{F(n)})^2 - l_{fF}^2 &= 0; \\ (x_{a(n)} - x_{b(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{b(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{b(n)})^2 - d_{ab}^2 &= 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&(x_{a(n)} - x_{c(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{c(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{c(n)})^2 - d_{ac}^2 = 0; \\
&(x_{b(n)} - x_{c(n)})^2 + (y_{b(n)} - y_{c(n)})^2 + (z_{b(n)} - z_{c(n)})^2 - d_{bc}^2 = 0; \\
&(x_{c(n)} - x_{d(n)})^2 + (y_{c(n)} - y_{d(n)})^2 + (z_{c(n)} - z_{d(n)})^2 - d_{cd}^2 = 0; \\
&(x_{a(n)} - x_{d(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{d(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{d(n)})^2 - d_{ad}^2 = 0; \\
&(x_{b(n)} - x_{d(n)})^2 + (y_{b(n)} - y_{d(n)})^2 + (z_{b(n)} - z_{d(n)})^2 - d_{bd}^2 = 0; \\
&(x_{d(n)} - x_{e(n)})^2 + (y_{d(n)} - y_{e(n)})^2 + (z_{d(n)} - z_{e(n)})^2 - d_{de}^2 = 0; \\
&(x_{a(n)} - x_{e(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{e(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{e(n)})^2 - d_{ae}^2 = 0; \\
&(x_{b(n)} - x_{e(n)})^2 + (y_{b(n)} - y_{e(n)})^2 + (z_{b(n)} - z_{e(n)})^2 - d_{be}^2 = 0; \\
&(x_{e(n)} - x_{f(n)})^2 + (y_{e(n)} - y_{f(n)})^2 + (z_{e(n)} - z_{f(n)})^2 - d_{ef}^2 = 0; \\
&(x_{a(n)} - x_{f(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{f(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{f(n)})^2 - d_{af}^2 = 0; \\
&(x_{b(n)} - x_{f(n)})^2 + (y_{b(n)} - y_{f(n)})^2 + (z_{b(n)} - z_{f(n)})^2 - d_{bf}^2 = 0,
\end{aligned}$$

де $(x_{a(n)}, y_{a(n)}, z_{a(n)}), (x_{b(n)}, y_{b(n)}, z_{b(n)}), \dots, (x_{f(n)}, y_{f(n)}, z_{f(n)})$ – координати опорних шарнірів виконавчого органа в нерухомій системі координат верстата;

$(x_{A(n)}, y_{A(n)}, z_{A(n)}), (x_{B(n)}, y_{B(n)}, z_{B(n)}), \dots, (x_{F(n)}, y_{F(n)}, z_{F(n)})$ – координати опорних шарнірів несучої системи в нерухомій системі координат;

$l_{aA}, l_{bB}, l_{cC}, l_{dD}, l_{eE}, l_{fF}$ – відстані між відповідними опорними шарнірами, що визначають довжини кінематичних ланок;

$d_{ab}, d_{ac}, d_{bc}, d_{cd}, d_{ad}, d_{bd}, d_{de}, d_{ae}, d_{be}, d_{ef}, d_{af}, d_{bf}$ – відстані між опорними шарнірами виконавчого органа

$$\begin{aligned}
d_{ab}^2 &= (x_{a(p)} - x_{b(p)})^2 + (y_{a(p)} - y_{b(p)})^2 + (z_{a(p)} - z_{b(p)})^2; \\
d_{ac}^2 &= (x_{a(p)} - x_{c(p)})^2 + (y_{a(p)} - y_{c(p)})^2 + (z_{a(p)} - z_{c(p)})^2; \\
d_{bc}^2 &= (x_{b(p)} - x_{c(p)})^2 + (y_{b(p)} - y_{c(p)})^2 + (z_{b(p)} - z_{c(p)})^2; \\
d_{cd}^2 &= (x_{c(p)} - x_{d(p)})^2 + (y_{c(p)} - y_{d(p)})^2 + (z_{c(p)} - z_{d(p)})^2; \\
d_{ad}^2 &= (x_{a(p)} - x_{d(p)})^2 + (y_{a(p)} - y_{d(p)})^2 + (z_{a(p)} - z_{d(p)})^2; \\
d_{bd}^2 &= (x_{b(p)} - x_{d(p)})^2 + (y_{b(p)} - y_{d(p)})^2 + (z_{b(p)} - z_{d(p)})^2; \\
d_{de}^2 &= (x_{d(p)} - x_{e(p)})^2 + (y_{d(p)} - y_{e(p)})^2 + (z_{d(p)} - z_{e(p)})^2; \\
d_{ae}^2 &= (x_{a(p)} - x_{e(p)})^2 + (y_{a(p)} - y_{e(p)})^2 + (z_{a(p)} - z_{e(p)})^2; \\
d_{be}^2 &= (x_{b(p)} - x_{e(p)})^2 + (y_{b(p)} - y_{e(p)})^2 + (z_{b(p)} - z_{e(p)})^2; \\
d_{ef}^2 &= (x_{e(p)} - x_{f(p)})^2 + (y_{e(p)} - y_{f(p)})^2 + (z_{e(p)} - z_{f(p)})^2; \\
d_{af}^2 &= (x_{a(p)} - x_{f(p)})^2 + (y_{a(p)} - y_{f(p)})^2 + (z_{a(p)} - z_{f(p)})^2; \\
d_{bf}^2 &= (x_{b(p)} - x_{f(p)})^2 + (y_{b(p)} - y_{f(p)})^2 + (z_{b(p)} - z_{f(p)})^2,
\end{aligned}$$

де $(x_{a(p)}, y_{a(p)}, z_{a(p)}), (x_{b(p)}, y_{b(p)}, z_{b(p)}), \dots, (x_{f(p)}, y_{f(p)}, z_{f(p)})$ – координати опорних шарнірів виконавчого органа в рухомій системі координат виконавчого органа.

Складемо матрицю Якобі, диференціюючи наведені рівняння зв'язку послідовно за змінними $x_{a(n)}, y_{a(n)}, z_{a(n)}, x_{b(n)}, y_{b(n)}, z_{b(n)}, \dots, x_{f(n)}, y_{f(n)}, z_{f(n)}$

$$J = \begin{vmatrix} k_1 & k_2 & k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_4 & k_5 & k_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_7 & k_8 & k_9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{10} & k_{11} & k_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{13} & k_{14} & k_{15} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{16} & k_{17} & k_{18} \\ k_{19} & k_{20} & k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{25} & k_{26} & k_{27} & 0 & 0 & 0 & k_{28} & k_{29} & k_{30} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{37} & k_{38} & k_{39} & k_{40} & k_{41} & k_{42} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{43} & k_{44} & k_{45} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{46} & k_{47} & k_{48} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{49} & k_{50} & k_{51} & 0 & 0 & 0 & k_{52} & k_{53} & k_{54} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{55} & k_{56} & k_{57} & k_{58} & k_{59} & k_{60} & 0 & 0 & 0 \\ k_{61} & k_{62} & k_{63} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{64} & k_{65} & k_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{67} & k_{68} & k_{69} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{70} & k_{71} & k_{72} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{73} & k_{74} & k_{75} & k_{76} & k_{77} & k_{78} \\ k_{79} & k_{80} & k_{81} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{82} & k_{83} & k_{84} \\ 0 & 0 & 0 & k_{85} & k_{86} & k_{87} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{88} & k_{89} & k_{90} \end{vmatrix}$$

Коефіцієнти $k_1 - k_{90}$ визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} k_1 &= 2(x_{a(n)} - x_{A(n)}); & k_2 &= 2(y_{a(n)} - y_{A(n)}); & k_3 &= 2(z_{a(n)} - z_{A(n)}); \\ k_4 &= 2(x_{b(n)} - x_{B(n)}); & k_5 &= 2(y_{b(n)} - y_{B(n)}); & k_6 &= 2(z_{b(n)} - z_{B(n)}); \\ k_{85} &= 2(x_{b(n)} - x_{f(n)}); & k_{86} &= 2(y_{b(n)} - y_{f(n)}); & k_{87} &= 2(z_{b(n)} - z_{f(n)}); \\ k_{88} &= 2(x_{f(n)} - x_{b(n)}); & k_{89} &= 2(y_{f(n)} - y_{b(n)}); & k_{90} &= 2(z_{f(n)} - z_{b(n)}). \end{aligned}$$

Розклавши яacobіан по трьом останнім стовбцям за теоремою Лапласа, отримаємо

$$J = M_1 D_1 + M_2 D_2 + M_3 D_3,$$

де M_1, M_2, M_3 – мінори;

$$\begin{aligned} M_1 &= \begin{vmatrix} k_{76} & k_{77} & k_{78} \\ k_{82} & k_{83} & k_{84} \\ k_{88} & k_{89} & k_{90} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{f(n)} - x_{e(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{e(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{e(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{a(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{a(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{a(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{b(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{b(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{b(n)}) \end{vmatrix} \\ M_2 &= \begin{vmatrix} k_{16} & k_{17} & k_{18} \\ k_{76} & k_{77} & k_{78} \\ k_{82} & k_{83} & k_{84} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{f(n)} - x_{F(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{F(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{F(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{e(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{e(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{e(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{a(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{a(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{a(n)}) \end{vmatrix} \\ M_3 &= \begin{vmatrix} k_{16} & k_{17} & k_{18} \\ k_{76} & k_{77} & k_{78} \\ k_{88} & k_{89} & k_{90} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{f(n)} - x_{F(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{F(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{F(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{e(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{e(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{e(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{b(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{b(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{b(n)}) \end{vmatrix} \end{aligned}$$

D_1, D_2, D_3 – алгебраїчні доповнення відповідних мінорів.

Якобїан дорівнює нулю при рівності нулю мінорів M_1, M_2, M_3 , що означає, що опорні шарніри F, a, b, e, f знаходяться в одній площині.

Розкладаючи якобїан по стовбцям 13, 14, 15, одержимо

$$J = M_1 D_1 + M_2 D_2 + M_3 D_3 + M_4 D_4 + M_5 D_5 + M_6 D_6,$$

де $M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6$ – мінори.

Якобїан буде дорівнювати нулю при рівності нулю наведених мінорів, що відповідає знаходженню точок D, a, b, c, e, d в одній площині.

Аналогічним чином розкладаючи якобїан по іншим стовбцям можна зробити висновок, що верстат-гексапод буде знаходитись в особливому положенні, коли хоча б одна з кінематичних ланок і виконавчий орган знаходяться в одній площині (рис. 3).

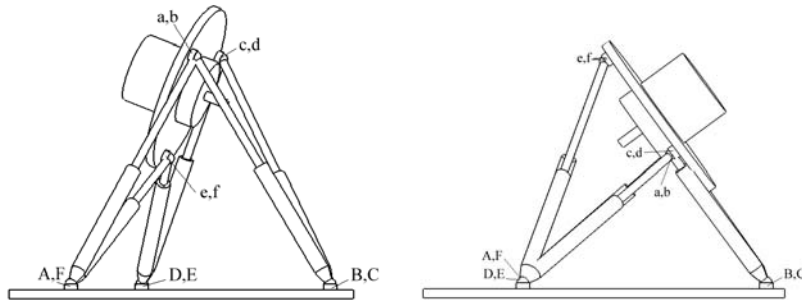


Рисунок 3 – Приклади особливих положень верстата-гексапода

Проведені теоретичні дослідження особливих положень верстата-гексапода дозволяють запропонувати наступні рекомендації:

- необхідно уникати паралельності трьох і більше кінематичних ланок;
- не допускається розташування на одній прямій більше двох опорних шарнірів;
- необхідно уникати розташування усіх кінематичних ланок у двох площинах;
- не допускається перетин в одній точці більше трьох кінематичних ланок;
- слід уникати розташування в одній площині більше трьох кінематичних ланок.

Недотримання наведених рекомендацій може створювати особливі положення компонентів верстата-гексапода, що негативно впливає на його працездатність.

Список літератури

1. Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов. - М.:Наука, 1982. – 336 с.
2. Крижанівський В.А., Кузнєцов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. Під ред. Ю.М. Кузнєцова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
3. Лунев В.В., Мисюрин С.Ю. Особые многообразия плоских и пространственных механизмов с несколькими степенями свободы. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1993. – №1 – С. 102-109.

В статтє теоретически исследованы особые положения станков-гексаподов и предложены рекомендации по их избежанию.

Theory the special positions of hexapods are investigational in the article.

Особливості розрахунку систем релейного захисту з дешунтуванням катушок відключення електромагніту приводу вимикача

В статті наведена методика розрахунку релейного захисту з дешунтуванням відключаючих катушок електромагніту приводу вимикача, в який враховані результати експериментальних досліджень режимів роботи схеми при дешунтуванні.

релейний захист, відключаюча катушка, електромагніт приводу вимикача, трансформатор струму, оперативний струм, струм спрацювання, струм повернення

Сучасні умови пред'являють високі вимоги до надійності систем електропостачання, що в свою чергу вимагає використання вискоефективних та надійних схем релейного захисту всіх елементів електроенергетичних систем. Одним з можливих рішень проблеми підвищення надійності системи релейного захисту є використання схеми релейного захисту з дешунтуванням відключаючих катушок електромагніту приводу вимикача. Перевагою таких схем є простота та відсутність спеціальних джерел постійного або змінного оперативного струму, що крім підвищення надійності також зменшує вартість необхідного обладнання.

Розрахунок струмів спрацювання та витримок часу релейного захисту (РЗ), виконаного по схемі з дешунтуванням відключаючих катушок електромагніту приводу вимикача має такий же алгоритм розрахунку, як і відповідний розрахунок РЗ на постійному оперативному струмі. Але особливістю розрахунків є умова обмеження значення мінімального струму спрацювання струмового реле. Його значення не може бути меншим за мінімальну величину струму спрацювання відключаючої катушки приводу вимикача.

Це обумовлено вимогою надійного спрацювання відключаючої катушки при спрацюванні реле струму. Практично узгодження по чутливості реле струму та відключаючої катушки полягає в загрубленні реле струму при мінімальному значенні струму спрацювання катушки при врахуванні конкретної схеми з'єднання реле та відключаючої катушки.

Одним з основних питань для схеми РЗ з дешунтуванням відключаючих катушок є вибір трансформаторів струму (ТС). Прийнятий для установки ТС повинен забезпечити такі умови:

- обмеження значення максимальної величини струму, який проходить через дешунтуючі контакти реле до величини допустимого струму контактів
- забезпечення надійності роботи РЗ та відключаючих катушок електромагнітів приводу вимикача.

Згідно з інформацією виробника проміжні реле типу РП – 341 та реле струму РТ – 85, які використовуються в схемах РЗ з дешунтуванням відключаючих катушок, мають контакти здатні дешунтувати електричне навантаження опором до 4,5 Ом (струм вимірювання 3,5 А) при струмах на контактах до 150 А.

У випадку коли розрахункові значення вторинних струмів короткого замикання на контактах реле, визначені без врахування похибки ТС перевищують значення, які гарантовані виробником, рішення про можливість використання схеми РЗ з дешунтуванням потребує більш детального аналізу всіх факторів. Це в деяких випадках дозволить запобігти невмотивованій відмови від використання схем РЗ з дешунтуванням відключаючих катушок. Дослідження дешунтуючої здатності контактів проміжних реле РП – 341 та реле струму РТ – 85, які були проведені в експериментальній лабораторії об'єднання «Дніпроенерго» дозволили зробити висновки, що дешунтуючу здатність контактів реле визначають не розмикаючі контакти, а замикаючі. Експерименти довели, що при комутації великих струмів значно частіше відмічалось приварювання замикаючих, а не розмикаючих контактів. Термічна стійкість контактів визначається квадратом струму та часом його проходження через контакти. Відповідно до алгоритму дії системи РЗ час проходження струму короткого замикання визначається часом дії РЗ та власним часом дії комутаційних апаратів. Якщо врахувати час дії короткозамикача, то час проходження струму не буде перевищувати 0,7 с.

Дослідження показали, що при проходженні струму близького до значень 150 А, за час замкненого стану обох контактів катушка встигає частково спрацювати внаслідок того, що в електричному колі розмикаючого контакту є опір з'єднувального проводу і відтікання частин струму внаслідок цього в електричне коло катушки. Таким чином, більшу частину часу в електричному колі замикаючого контакту проходить струм, який відповідає втягнутому стану якоря електромагніта. Слід відмітити, що при струмах близьких до 150А опори відключаючої катушки при опущеному та втягнутому положеннях якоря електромагніта відрізняються несуттєво, що обумовлено насиченням магнітної системи реле при таких струмах.

Аналіз роботи схеми з дешунтуванням відключаючих катушок дозволяє зробити висновок, що ТС повинен забезпечити два режими роботи. До дешунтування ТС працює в режимі джерела струму, а після дешунтування в режимі джерела потужності. Відповідно до цього в режимі джерела струму ТС повинен з необхідною точністю забезпечити правильну роботу вимірювальних органів РЗ. Після спрацювання вимірювальних органів в процесі роботи логічної частини схеми РЗ ТС продовжують роботу в режимі джерела струму оскільки навантаження на ТС при цьому практично не змінюється. Після дешунтування відключаючих катушок ТС повинні забезпечити потужність достатню для роботи привода вимикача. В схемах РЗ з дешунтуванням параметри відключаючої катушки можуть бути обрані такими, щоб вони відповідали режиму максимальної віддаваної потужності. Але слід враховувати, що отримання від ТС максимальної потужності пов'язано зі збільшенням опору реле, що в свою чергу може призвести до появи значних перенапруг в схемі, які погіршують умови комутації контактів реле. Перевірка ТС в режимі джерела струму до дешунтування відключаючих катушок виконується за умовами 10-відсоткової та 50-відсоткової похибки.

При визначенні розрахункового навантаження на ТС обов'язково необхідно врахувати насичення магнітних систем реле, що призводить до суттєвого зменшення опору обмоток реле при значних струмах. Відповідно опори потрібно визначити при конкретних значеннях струму в обмотках реле. Перевірка ТС в режимі джерела потужності після дешунтування відключаючих катушок полягає в визначенні первинного струму спрацювання відключаючих катушок та порівняння його зі струмом спрацювання реле струму.

Первинний струм спрацювання відключаючих катушок визначається з врахуванням дійсних похибок ТС. Додатково слід врахувати, що в процесі втягування якоря електромагніта збільшується опір катушки, і відповідно змінюється величина

похибки ТС. При перевірці ТС після дешунтування необхідно також виконати умову, щоб вторинний струм не був меншим за струм повертання реле, інакше реле повертається в початковий стан і знов шунтує катушку відключення.

При використанні проміжних реле типу РП – 341, які мають коефіцієнт повертання $K_n = 0,3-0,5$, значення вторинного струму після дешунтування повинно бути не менш ніж половина струму спрацювання реле (2,5А або 5А). Теж саме можна віднести до випадку використання реле типу РТ – 85.

Таким чином використання викладеного вище комплексу перевірок дозволяє прийняти вмотивоване рішення щодо використання схеми РЗ з дешунтуванням відключаючих катушок електромагніту приводу вимикача.

Список літератури

1. Принципиальные схемы расчёта релейной защиты элементов подстанций 35 – 220 кВ и линий 6 – 35 кВ на переменном оперативном токе. Москва. НИИ Энергосетьпроект. 1991.
2. Гольфанд Я.С. Релейная защита распределительных сетей. М.: Энергоатомиздат. 1987.
3. Кожин А.Н. Релейная защита линий 3 – 10 кВ на переменном оперативном токе. М.: Энергия. 1971.
4. Шабад М.А. Расчёты релейной защиты и автоматики распределительных сетей. Л.: Энергоатомиздат. 1985.

В статье приведена методика расчёта релейной защиты с дешунтированием отключающих катушек электромагнита привода выключателя, учитывающая результаты экспериментальных исследований режимов работы схемы при дешунтировании.

In the article is organized the calculation method of the relay protection with the debridging of disconnecting coils of the switch's actuator electromagnet, taking into account the results of the experimental research of the mode of circuit's operation under debridging.

Підвищення надійності комутації батарей статичних конденсаторів

В статті приведені результати досліджень процесів, які виникають при комутації високовольтних батарей статичних конденсаторів, приведений аналіз впливу цих процесів на обладнання електричних підстанцій і доведена недоцільність використання трансформаторів напруги НОМ – 35 для розряда конденсаторів.

батарей статичних конденсаторів, комутація, перенапруга, зріз напруги, коротке замикання, камера дуго гасіння, обрив струму

Сучасні тенденції дефіциту енергоресурсів та зростання їх вартості ставлять вимоги максимальної ефективності роботи електро-енергетичних систем. Ця комплексна задача включає в себе: підвищення показників якості електричної енергії, яка постачається споживачу, зниження аварійності систем електропостачання за рахунок використання обладнання з більш високими технічними характеристиками, оптимізації схем електричних систем та підвищення технічного і організаційного рівня експлуатації. Одним з проблемних питань є надійність роботи трансформаторів напруги в схемах приєднання батарей статичних конденсаторів на електричних підстанціях.

На підстанції напругою 330/150/35кВ ВАТ Кіровоградобленерго для забезпечення режиму регулювання напруги в мережі 35кВ встановлено дві батареї статичних конденсаторів (БСК). БСК підключені до двох секцій шин (СШ) напругою 35кВ. Живлення СШ-35 кВ здійснюється від двох трьохобмоточних автотрансформаторів. Приєднання БСК №1 і БСК №2 до систем шин І СШ – 35кВ і ІІ СШ – 35кВ здійснюється через встановлені повітряні вимикачі типу ВВМ – 35. Для забезпечення розряда БСК на приєднаннях між фазами А – В і В – С включені трансформатори напруги (ТН) НОМ – 35 БСК мають такі технічні параметри:

Номинальна потужність $Q_n = 24,2$ МВАр;

Номинальна напруга $U_n = 35$ кВ;

Номинальний струм $I_n = 400$ А;

Схема з'єднання – зірка з ізольованою нейтраллю;

Ємність фази $C_\phi = 63,5$ мкФ;

Тип конденсаторів: КС2 – 0,66 – ІV та КС – 2А – 0,66 – ІV.

Заземлюючі роз'єднувачі встановлені з боку приєднання БСК до шин та з боку нейтралі БСК. За час експлуатації БСК зафіксовані випадки пошкодження (з руйнуванням) трансформаторів напруги на приєднаннях (як при включенні, так і при відключенні). Для аналізу причин виникнення аварійних ситуацій на підстанції був проведений комплекс випробувань та відповідних вимірювань параметрів режимів. Метою було з'ясування рівня небезпеки для ізоляції високовольтного обладнання та вимикачів ВВН – 35 перенапруг та струмів перехідних процесів при комутаціях БСК. Дослідження проводились на БСК №2 ІІ СШ – 35 кВ. Включення БСК проводилось при рівнях напруги які перевищують номінальне значення напруги на 8 – 10%.

відключення при рівнях напруги які перевищують номінальне значення напруги на 15 – 17%. Обсяг випробувань – 25 включень БСК та 25 відключень.

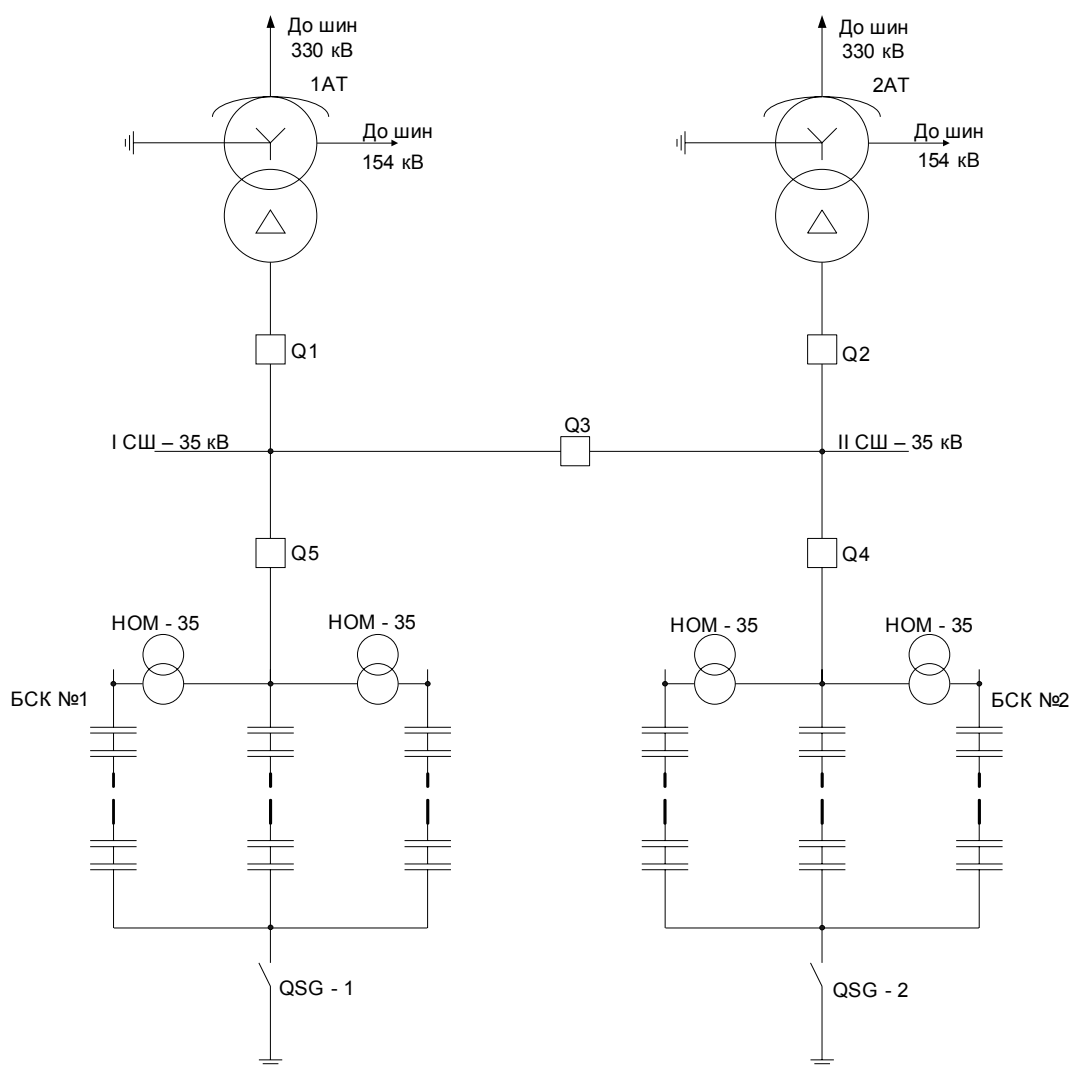


Рисунок 1. – Схема установки батареи статичных конденсаторів №1 і №2 на підстанції 35/150/330 кВ

За результатами експериментів було встановлено, що комутаційні перенапруги, які діють на міжфазну ізоляцію складають відповідно 100 кВ та 70 кВ. Ці перенапруги є серією коливань з частотою $f=20$ кГц. Напівперіод коливань має тривалість 30 мкс, довжина фронту хвилі перенапруги складає 15 мкс.

Перехід лінійної напруги від першого напівперіоду височастотних коливань до другого напівперіоду протилежного знаку утворює зріз напруги. Результати обробки осцилограм показали, що зрізи напруги складають 195 кВ, при чому зрізи напруги при включеннях БСК приблизно в 1,8 рази більші зрізів напруги при відключеннях. Дія зрізів напруги на ізоляцію еквівалентна дії короткої хвилі 15/30 мкс. Згідно з ДЕСТ 1516 – 73 рівень ізоляції для повної та зрізаної хвиль напруги складає відповідно 200 кВ та 225 кВ. Це значно перевищує перенапруги які виникають при комутаціях БСК. Але багатократна дія зрізів напруги 190 – 195 кВ на обмотки високої напруги ТН є небезпечними оскільки вони близькі до величини випробувальних напруг згідно ДЕСТ 1516 – 73. Є велика імовірність того, що багатократна дія комутаційних перенапруг призводить до накопичення часткових пошкоджень віткової та міжшарової ізоляції

обмоток ТН. Ці пошкодження можуть існувати тривалий час за рахунок запливання маслом в період коли БСК відключені.

В результаті накопичення пошкоджень ізоляції та їх розвитку в обмотках ТН виникає двохфазне коротке замикання з замиканням на землю. На приєднанні БСК в фазах с коротким замиканням протікають струми короткого замикання, половинні зарядні струми БСК і струми замикання на землю. В фазі без короткого замикання протікає тільки повний зарядний струм БСК. Система релейного захисту відключає вимикач приєднання БСК.

Струми короткого замикання та зарядні струми БСК мають зсув фази 90° один відносно іншого і не можуть обриватися одночасно. Замикання на землю ускладнює обрив струмів в камерах вимикача. Так при обриві зарядного струму БСК в фазі без короткого замикання напруга з боку шин 35 кВ має значення $1,5 U_\phi$, а при обриві струму короткого замикання напруга на контакту вимикача відновлюється до значення $3,1 U_\phi$.

Швидка поява такої напруги може призвести до повторного виникнення електричної дуги в камері дугогасіння вимикача, та її пошкодженню, оскільки на цей момент часу кінець контактної свічі знаходиться поблизу від виходу з камери. Обрив струму двохфазного короткого замикання в камері дугогасіння одного полюсу вимикача раніше обриву зарядного струму БСК має ще більшу небезпеку, але вірогідність такого режиму незначна.

При комутації БСК виникають вільні коливання напруги та струмів з частотою $f = 208 \text{ кГц}$ які обумовлені ємністю БСК $C_\phi = 63,5 \text{ мкФ}$ та індуктивністю розсіювання трансформаторів живлення. Максимальна амплітуда струму перехідного процесу складає $I_{\max} = 2,5 \text{ кА}$. При відключенні БСК обрив струмів по фазах може відбуватися неодноразово.

Після обриву струму однієї фази лінійний струм двох інших фаз обривається одночасно. Для цих струмів камери дугогасіння двох фаз високовольтних вимикачів включені послідовно. Особливістю відключення БСК є те, що після обриву струму будь якої першої фази при нульовому значенні струму в ній підтримується постійна напруга за рахунок максимального розряду. Наступний одночасний обрив струмів двох інших фаз призводить до утворення на цих фазах рівних по величині різнополярних зарядів та протилежно направлених напруг. Взаємна нейтралізація цих зарядів призводить до того, що заряд БСК після відключення трьох фаз не перевищує однієї треті заряду фази, яка відключилася першою.

Результати обробки осцилограм довели, що процеси нейтралізації та відновлення зарядів на БСК після відключення, тривають не більше 5с. Повний час розряду БСК біля однієї хвилини. Інтенсивність процесу розряду обумовлена в основному розрядними опорами, які вмонтовані в конденсатори, а також струмами утікання які збільшуються при експлуатації за рахунок забрудненої ізоляції. Суттєвим виявилось те, що трансформатори напруги практично не впливають на процеси розряду БСК після її відключення.

Проведені дослідження дозволили зробити висновок про те, що трансформатори напруги НОМ – 35 практично не виконують свою функцію розряду БСК при відключенні, але є чутливими до дії зрізів напруги при комутаціях БСК. Пошкодження ТН призводять до їх руйнування та розвитку аварійної ситуації на підстанції (пошкодження високовольтних вимикачів, аварійного відключення БСК, порушення режиму регулювання напруги та ін.)

Таким чином трансформатор напруги НОМ – 35 доцільно вилучити зі схеми підключення БСК – 35 кВ на підстанціях.

Список літератури

1. Борисов В.М Повышение надёжности работы конденсаторных батарей / «Электрические станции», 1978. №6.
2. Джуварлы Ч.М и др. Ограничение перенапряжений при отключении конденсаторных батарей спомощью шунтирующих резисторов. / «Электрические станции», 1978. №3.
3. Буткевич Г.В Дуговые процессы при комутации электрических цепей. М.: Энергия. 1973.
4. Техника високих напряжений под редакцией Д.В Разевига М.: – Л.: Энергия. 1976.

В статье приведены результаты исследований процессов, которые возникают при коммутации высоковольтных батарей статических конденсаторов, приведен анализ влияния этих процессов на оборудование электрических подстанций и доказана нецелесообразность использования трансформаторов напряжения НОМ - 35 для разряда конденсаторов.

The results of researches of processes which arise up during commutation of high-voltages batteries of static condensers are resulted in the article, the analysis of influencing of these processes is resulted on the equipment of electric substations and pointlessness of the use of transformers of tension of HOM - 35 for the digit of condensers.

Ф.М. Капелюшний, доц., канд. техн. наук, М.М. Калита, асп.,
С.Є. Катеринич, доц., канд. техн. наук, А.Є. Солових, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Вплив експлуатаційних факторів на зношування гільз циліндрів двигунів внутрішнього згорання

Анотація – робота присвячена вивченню впливу експлуатаційних факторів на зношування гільз циліндрів двигунів внутрішнього згорання. Досліджено характер розподілу величини спрацювання по твірній деталі в залежності від міри впливу факторів зношування.
гільза циліндра, зношування, умови експлуатації

Стінка гільзи циліндра разом із головкою циліндра та днищем поршня утворюють замкнутий об'єм – камеру згорання, яка забезпечує протікання робочих процесів.

В момент спалаху паливної суміші в циліндрі різко підвищується температура і тиск газів. Внаслідок цього поршень переміщується в бік збільшення робочого об'єму. Гази проникають за поршневі кільця, притискають їх до дзеркала циліндра, витискуючи з-під них шар мастила, внаслідок чого між кільцями і стінкою циліндра виникає граничне тертя.

Тиск кільця на стінку в момент спалаху паливної суміші можна визначити за формулою [1]:

$$p_x = \frac{P_t}{h \cdot r} + B_i (p_r - 1), \quad (1)$$

де p_t – сила пружності кільця;

h – висота спряженої з циліндром частини кільця;

r – радіус циліндра;

B_i – доля від тиску газів в циліндрі в i -й підкільцевій канавці поршня;

p_r – тиск газів у надпоршневій порожнині циліндра.

Товщина масляної плівки змінюється при русі поршня. В період всмоктування на дзеркалі циліндра відбувається розрідження масляної плівки робочою сумішшю. Плівка видувається із-під поршневих кілець в момент такту стискання і вигорає при займанні. Це практично приводить до знищення масляної плівки чи втрати її змащувальної здатності.

Найбільш несприятливі умови роботи деталей виникають в місцях реверсивного руху поршня, особливо біля камери згорання, де найбільш високі температури та максимальні тиски на поверхнях тертя циліндра і кілець.

Ближче до середньої частини гільзи режим роботи покращується. Швидкість руху поршня на цьому проміжку найбільша, при цьому підвищується несуча здатність масляної плівки, що приводить до напіввідинного тертя.

Серед складних процесів руйнування поверхневих шарів гільз циліндрів можна достатньо чітко розрізнити молекулярно-механічний, корозійно-механічний та абразивний процеси зношування. При експлуатації двигуна зношування його деталей є сумою різних видів зносу, величина і характер яких залежать від конструкції двигуна, технології його виготовлення, якості палива і масла, умов експлуатації, температурного та силового режимів, властивостей матеріалів деталей і поверхневих шарів, що

виникають при терті.

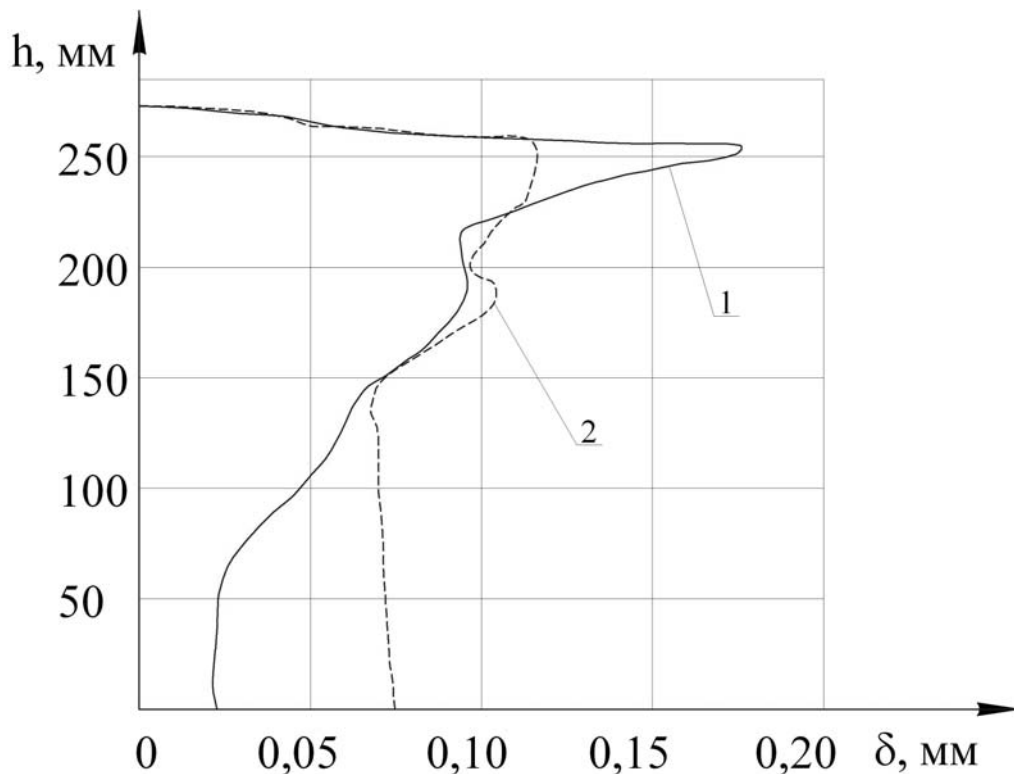
У двигунах однієї марки при доброму технічному обслуговуванні знос деталей буде мати однаковий характер. Тому актуально розглянути вплив експлуатаційних факторів: дорожні та кліматичні умови, теплові, швидкісні і навантажувальні режими роботи, а також запиленість повітря.

Для дослідження впливу експлуатаційних факторів на процес зношування гільз циліндрів були проведені випробування 42 гільз семи дизельних двигунів марки ЯМЗ-236: п'ять двигунів були поставлені на трактори Т-150 К; інші два – на автомобілі МАЗ-500.

Тракторні двигуни експлуатувалися в умовах підвищеної запиленості на оранці, культивуванні, посівних та транспортних роботах. Автомобільні двигуни експлуатувалися на автомобільних дорогах на швидкісних режимах.

Середній наробіток до першого капітального ремонту двигуна ЯМЗ-236 становить 12000 мото.год., при цьому знос становить 0,20 мм.

Із замірювань було виявлено те, що тракторні двигуни, які працювали в умовах підвищеної запиленості мають більшу величину зносу та інший характер його розподілу по висоті твірної порівняно з автомобільними двигунами (рис. 1).



1 – в умовах підвищеної запиленості та високих навантажень; 2 – при тривалих навантажень та підвищених швидкісних режимах

Рисунок 1 – Характер розподілу величини зносу гільз циліндрів по висоті в залежності від умов та режимів експлуатації

Проаналізувавши результати досліджень, можна зробити висновок про те, що в різних умовах експлуатації змінюється не тільки загальна інтенсивність зношування, але і співвідношення між його складовими.

Абразивне зношування деталей циліндро-поршневої групи відбувається внаслідок дії частинок мінерального походження, що надходять в двигун разом з повітрям та паливом. Пил, що потрапляє в двигун через впускний тракт приводить до максимального зносу у верхній частині гільзи (рис.1, крива 1). Це обумовлено великою

концентрацією пилу у верхній частині деталі та сильним подрібнюванням абразивних частинок між кільцями та стінкою циліндрів.

В процесі впускання при повороті кривошипа на деякий кут в циліндр потрапляє пил в кількості:

$$G = z_0 \cdot V, \quad (2)$$

де z_0 – об'ємна концентрація пилу в паливно-повітряній суміші, що потрапляє в циліндр двигуна;

V – надпоршневий об'єм циліндра.

Частина пилу, яка потрапила до циліндру і осіла на поверхні гільзи потрапляє під верхнє компресійне кільце, подрібнюється, і, відповідно під кожне наступне кільце потрапляють частинки абразиву менших розмірів. Подрібнення частин проходить неодноразово у відповідності з кількістю поршневих кілець.

Використовуючи загальні закономірності абразивного зношування деталей [3,4,6], лінійні залежності зносу від концентрації абразиву та питомої поверхні пилу (в певному діапазоні), а також беручи до уваги передумови, запропоновані в роботі В.І. Новикова, отримаємо загальне рівняння абразивного зносу циліндрів в будь-якій точці його твірної за один хід поршня:

$$I = A \frac{p z_F}{D_s i}, \quad (3)$$

де A – коефіцієнт пропорційності;

p – тиск кільця на стінку циліндра;

z_F – концентрація абразивних частин на поверхні циліндра;

$D_s = \frac{S}{S_0}$ – відносна дисперсність пилу (S_0 та S питомі поверхні пилу відповідно

початкова, що потрапляє в циліндр, та після подрібнення в циліндрі поршневими кільцями);

i – відносна зносостійкість матеріалу пари циліндр – поршневе кільце.

Абразив, що потрапив у масло викликає найбільший знос циліндрів у середній частині, тому що разом з маслом найбільша кількість абразиву потрапляє на нижню частину деталі.

Крива 2 (рис. 1), що описує характер розподілу величини зносу гільз автомобільних двигунів отримана при роботі двигуна з високими швидкостями і навантажувальними режимами. В даному випадку потрапляння пилу в значних кількостях до двигуна не було, тому зношування слід вважати молекулярно-механічним, що визначається високими температурами, великою швидкістю поверхонь, які труться та значними навантаженнями. За таких умов підвищується інтенсивність схоплювання контактуючих поверхонь і можуть виникати задирки.

Корозійно-механічне зношування має місце при роботі двигуна в умовах низьких температур. Агресивні речовини, що утворюються під час згорання палива розчиняються конденсатом, утворюючи слабкі кислоти. При взаємодії їх зі стінкою утворюється окис заліза, який про ході поршня зіскоблюється поршневими кільцями.

Не можна остаточно сказати про те, що на зношування гільз циліндрів має вплив один якийсь із факторів. Як правило, мають місце одночасно процеси молекулярно-механічного, корозійно-механічного та абразивного зношування. Разом з тим в окремих умовах один із видів зношування може мати перевагу і у відповідності з цим крива зносу циліндрів по твірній має певний характер.

Проте, як показують дослідження, найбільш небезпечним зношуванням є абразивне зношування. Для подовження ресурсу двигуна необхідно покращити процес

очищення повітря та палива, що потрапляє до камери згорання. На ресурс також впливає якість робочої поверхні. Висока твердість стінки чинить значний опір зношуванню.

Список літератури

1. Григорьев М.А., Пономарев Н.Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей. М.: «Машиностроение», 1976. – 248 с.
2. Канарчук В.Е. Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы. «Наук. думка», 1978.— 256 с.
3. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. К.: «Техніка», 1970.— 395 с.
4. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: «Машиностроение», 1968.— 480 с.
5. Мишин И.А. Долговечность двигателей. Л.: «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1976.— 288 с.
6. Хрущов М.М., Бабичев М.А. Исследование изнашивания металлов. АН СССР, 1960. – 351 с.

Аннотация – работа посвящена изучению влияния эксплуатационных факторов на изнашивание гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания. Исследован характер распределения величины изнашивания по образующей детали в зависимости от меры влияния факторов изнашивания.

Annotation – work is devoted the study of influence of operating factors on the wear of shells of cylinders of combustion engines. Research of character of distributing of size of спрацювання is on a formative detail depending on the measure of influence of factors of wear.

Зносостійкість інструментів із твердого сплаву Т15К6 з багатокомпонентними карбідними покриттями

В статті приводяться результати порівняльних випробувань інструментів, оснащених твердосплавними пластинками типу Т15К6 з різними багатокомпонентними карбідними покриттями на основі хрому. Визначено які з них підвищують зносостійкість інструментів у 2 – 4 рази.

твердий сплав, карбідні покриття, зносостійкість, сила різання, хіміко-термічна обробка

На багатьох машинобудівних підприємствах широко використовуються металорізальні інструменти оснащені твердими сплавами. Незважаючи на те, що вони мають високу твердість, зносостійкість і красностійкість, на сьогоднішній день вони не задовольняють постійно зростаючим вимогам. Особливо це стосується інструментів, які використовуються на металорізальних верстатах з ЧПК з високими швидкостями різання і подачами.

Підвищення зносостійкості інструментів залежить не тільки від рівня твердості, але і від характеру деформування в зоні контакту. Разом з тим відомо, що між напругою і деформуванням, так як і між міцністю і твердістю, існують певні зв'язки.

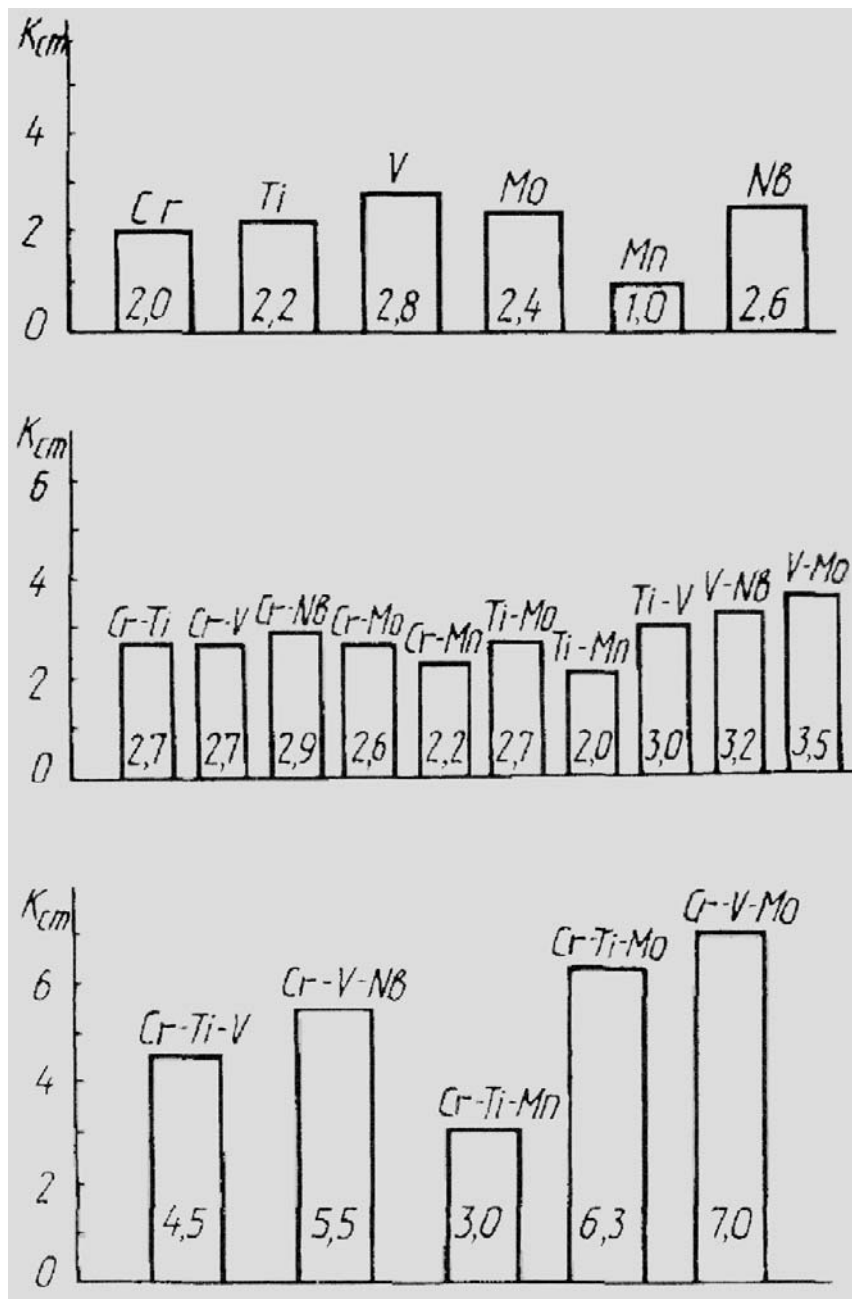
В своїй основі тверді сплави задовольняють вимогам сучасних технологій обробки, а от зносостійкість ріжучих кромок, особливо при обробці відливок або штамповок, необхідно значно підвищувати.

Аналізуючи традиційні методи зміцнення поверхонь (хіміко-термічна обробка, іонне легування, плазмова обробка і ін.) бачимо, що в основі зміцнення матеріалу лежить його поверхневе легування. При цьому, останнім часом, все більше легуючих елементів використовується для збільшення міцності і твердості матеріалів.

Вивчення літературних джерел показало, що для збільшення стійкості твердосплавних інструментів переважно використовують хіміко-термічну обробку з нанесенням на них зносостійких захисних карбідних, нітрідних або боридних покриттів.

Покриття на інструмент наносяться різними методами. Якщо необхідно зміцнювати велику кількість твердосплавних пластинок доцільно застосовувати метод насичення із газової фази. Для підприємств із порівняно невеликою кількістю твердосплавного інструменту цей метод економічно недоцільний, через необхідність придбання спеціального устаткування і матеріалів, які необхідні для хіміко-термічної обробки. В цьому випадку використовують метод порошкового насичення твердосплавних частинок в контейнерах з плавким затвором. Досліди показали, що найкращі результати по підвищенню зносостійкості стандартних твердосплавних пластинок типу ВК і ТК показали карбідні покриття на основі карбідів хрому, титану, ванадію.

В роботах [1 – 2] приведені дані по дослідженню працездатності твердосплавного ріжучого інструмента зі сплаву Т15К6 однокомпонентними, двокомпонентними і трикомпонентними карбідними покриттями. Результати цих досліджень (рис. 1) свідчать, що двокомпонентні карбідні покриття мають перевагу за стійкістю в 1,5 рази, а трикомпонентні в 2 – 2,5 рази в порівнянні з однокомпонентними покриттями.



а) однокомпонентні; б) двокомпонентні ; в) трикомпонентні карбідні покриття

Рисунок 1 – Порівняльна діаграма стійкості інструментів із сплаву T15K6

Рентгеноструктурний фазовий аналіз показав, що при однокомпонентному нанесенні покриття на твердих сплавах утворюються шари, які складаються із карбідів насичуючих елементів, а при нанесенні двокомпонентних карбідних покриттів в залежності від складу насичуючої суміші формуються покриття із карбідів одного і другого насичуючих елементів, а також із карбідів двох елементів [3]. А при трикомпонентному на твердосплавних пластинках утворюються карбідні покриття, які складаються як із карбідів насичуючих елементів, так із карбідів вольфраму і титану.

Товщина карбідних покриттів знаходиться в межах 10 – 20 мкм в залежності від типу покриття і складу суміші. Безпосередньо під карбідним шаром можливе утворення η -фази ($\text{CO}_3\text{W}_3\text{C}$). Мікротвердість карбідних покриттів знаходилась в межах: TiC = 24500 – 26500 МПа, Cr_{23}C_6 – 17800 МПа, WC – 26500 – 2800 МПа.

Автором запропоновано використати для зміцнення твердосплавних

інструментів чотирикомпонентні карбідні покриття системи Cr-Ti-V-Mn склад сумішей, режими насичення і властивості яких описані в роботі [4].

Намагання дослідити властивості карбідних покриттів на пластинках твердих сплавів марок BK8T15K, T20K9 і B0K60 описані в роботі [5].

В даній статті приведені результати дослідження зносостійкості пластинок твердого сплаву марки T15K6 зміцнених карбідними покриттями системи Cr-Ti-V-Mn і з різним складом насичуючих сумішей з переважним вмістом Cr, Ti, V, Mn. Склад сумішей і режими нанесення покриттів приведені в роботі [5].

Результати випробувань на зносостійкість пластин твердого сплаву T15K6 з покриттям системи Cr-Ti-V-Mn порівнювали із зносостійкістю пластин T15K6 без покриття.

Дослідження виконували на токарно-гвинторізному верстаті моделі 16K20 за допомогою спеціального різця з механічним кріпленням чотиригранної пластини, встановленого в універсальний тензOMETричний динамометр мод. УДМ-600. Випробування проводили на швидкостях в діапазоні $V = 0,5 - 1,5$ м/сек з подачами $S = 0,05 - 0,15$ мм/об з переднім кутом різання $\gamma = 0, 6, 12$ град.

При виконанні досліджень вимірювали технологічну складову сили різання P_z величину зношування різальної частини та час роботи інструмента. Для фіксування технологічної складової сили різання використовували вимірювальний комплекс, що складається із універсального тензOMETричного динамометра, підсилювача моделі УТ4-1 та реєструючої апаратури. Вимірювання рівня спрацювання різальної частини інструмента проводили на інструментальному мікроскопі моделі ДОСМ-06 з використанням спеціального навантажувального пристрою. Термін роботи інструмента вимірювали за допомогою секундоміра годинникового типу. Для обробки різанням дослідними інструментами використовували конструкційну якісну сталь марки Сталь 45 з твердістю HB 170 – 175.

Порівняльні дані для однієї і тієї пластини одержували шляхом проточування деталі двома гранями з покриттям. В якості критерію затуплення приймали зношування по задній поверхні до 0,5 мм.

Результати випробування при різанні сталі 45 пластинами T15K6 без покриття і після хіміко-термічної обробки ($t = 1,0$ мм, $S = 0,2$ мм/об, $V = 200$ м/хв) приведені в таблиці 1.

Металографічні дослідження показали, що оптимальна товщина покриття в межах 20 – 25 мкм. Покриття більшої товщини мають гіршу зчеплюваність із основною і, як наслідок, меншу зносостійкість.

Випробування твердосплавних пластин T15K6 з покриттям системи Cr-Ti-V-Mn в умовах ВАТ "Гідросила" показали підвищення стійкості різців у 2,5 – 4 разів в залежності від режимів різання.

Таблиця 1 – Зносостійкість дослідних зразків з різними покриттями

Режим хіміко-термічної обробки	Стійкість пластин, хв		Коефіцієнт підвищення стійкості
	без покриття	після ХТО	
Хромування (Cr)	40	58	1,5
Хромотитаніювання (Cr-Ti)	45	62	1,4
Хромотитанованадіювання (Cr-Ti-V)	42	79	1,9
Хромотитанованадійо-марганціювання (Cr-Ti-V-Mn)	42	95	2,3

Список літератури

1. Повышение работоспособности сборного твердосплавного инструмента /Л. Г. Ворошнин, Ю. Н. Громов, Н. И. Иваницкий. - Металлорежущий и контрольно-измерительный инструмент. Экспресс-информация. 1978, вып. 11. – С. 9 – 11.
2. Ю. Н. Громов, Г. В. Борисенок, Г. В. Хименко – Термическая обработка твердосплавного режущего инструмента. – Информ. листок БелНИИНТИ, 1978, сер. 10 – 09, №526. – 3 с.
3. Л. Г. Ворошнин, Ю. Н. Громов, Н. И. Иваницкий, Г. В. Борисенок. Повышение износостойкости твердосплавного режущего инструмента химико-термической обработкой. – Новые технологические процессы химико-термической обработки деталей машин и инструмента. – Тезисы докладов республ. семинара для спец. промышленных предприятий. (г. Минск, 22 – 23 июня 1978 г.), - Минск, 1978.
4. Стеценко А. С. Повышение износостойкости деталей оборудования для производства цемента методами химико-термической обработки. Автореф. дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук., Минск, 1989.
5. О. С. Стеценко, Я. С. Стратієнко, К. С. Стратієнко. Дослідження властивостей металокерамічних сплавів з карбідним покриттям. – Зб. наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 16, Кіровоград, 2005.

В статье приводятся результаты сравнительных испытаний инструментов, оснащенных твердосплавными пластинками типа Т15К6 с разными многокомпонентными карбидными покрытиями на основе хрома. Определено, какие из них повышают износостойкость инструментов в 2 – 4 раза.

In the article is a led result of comparative tests of the instruments equipped by the hard alloy plates of type T15C6 with different multicomponent carbide coverage's on the basis of chrome. It is definite, which from them promote wear proof of instruments in 2 – 4 times.

М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, І.О. Скриннік, ас., М.О. Скриннік, ас.,
Д.В. Богатирьов, ст. викл., канд. техн. наук, О. А. Кислун, доц. канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Модель зміни шпаруватості псевдорозрідження шару насіння на каскадах зерносушарки

В статті розглянуто гідродинамічну модель псевдорозрідження насіння в зерносушарці каскадного типу. Наведені дослідження, які дозволяють теоретично визначити закономірності зміни порозністості псевдорозрідженого шару відносно крупних частинок в залежності від зміни швидкості газу в апараті

каскад, псевдорозріджений шар насіння, агент сушіння, поверхня каскаду

Однією з першочергових задач дослідження параметрів процесу сушіння зернових культур в стані псевдорозрідження є вивчення впливу швидкості агента сушіння. Аналіз наукових праць А.В. Ликова, С.Д. Птіцина, А.П. Гержоя [1, 2, 3] показує значний вплив швидкості агента сушіння на параметри, структуру та гідродинаміку процесу. На сьогоднішній день псевдорозрідження крупних частинок (діаметром $d=0,32$ мм) вивчені не достатньо [4].

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено конструкцію зерносушарки каскадного типу, на якій було проведено ряд експериментів, на основі яких побудовано гідродинамічну модель псевдорозрідження середовища крупних частинок [5].

Мета дослідження полягає у визначенні положення насінини при відомих параметрах каскадів, установки в цілому, шару насіння та режиму сушіння.

Відомо, що для всього об'єму псевдорозрідженого середовища в цілому характерна тенденція руху повітряних бульбашок від поверхні каскаду апарату до центру шару. Незначна концентрація бульбашок поблизу поверхні каскаду апарату обумовлена рухом насіння в цій зоні. Насіння, перенесене бульбашкою в надшарову зону каскаду (після руйнування бульбашки) деякий час залишається на поверхні, а потім занурюється в шар зворотнім циркуляційним напором. Основна роль бульбашок – сприяння руху насіння, результатом якого є інтенсивне їх переміщення. Поглинання агента сушіння відбувається інтенсивніше при діаметрі бульбашок більше за робочу товщину псевдорозрідженого шару. При цьому процес утворення бульбашок проходить інтенсивніше [6], ніж у псевдорозрідженому шарі дрібних частинок.

Розглянемо шар відносно крупних сферичних частинок, псевдорозріджених однорідним потоком агента сушки. Псевдорозрідження відбувається на каскадах [5] під кутом $3-9^\circ$ у вертикальному апараті прямокутної форми з площею F_a .

В результаті аналізів дослідження Ю.А. Буєвича, І. Девідсона, А.П. Баскакова, С.І. Дворецкого, В.Н. Корольова [7-9] запропоновано гідродинамічну модель псевдорозрідження насіння, в основу якої покладено наступні припущення:

а) псевдорозріджене середовище представлено як суміш безперервної (однорідної) фази насіння та бульбашок газу, які здійснюють рух в своїх шлейфах. Бульбашки з'являлися одночасно з початком псевдорозрідження;

б) параметри $W_{ан}$ – швидкість агента сушки в неперервній фазі, ε_n – порозність в неперервній фазі, $D_{об}$ – діаметр одиночної бульбашки, $W_{пб}$ – швидкість піднімання

бульбашки агента сушки, та $\varepsilon_{ш}$ – порозність шару залежать від числа псевдорозрідження N , характеру зміни величини сили гідростатичного тиску псевдорозрідженого шару $P_{ш}$ та відрізняються в кожній з трьох зон режимом псевдорозрідження: прикаскадної (зони формування та росту бульбашок), основної (зони стабілізуючих параметрів середовища) та надшарової (зони росту та руйнування бульбашок);

в) до початку псевдорозрідження шар крупних насінин попередньо не розширювався, а після переходу у псевдорозріджений стан товщина шару насіння поступово збільшувалась. При цьому відносно розширення шару $H_{ш}$ (статична висота шару H_o з ростом числа псевдорозрідження N безпосередньо пов'язана із збільшенням висоти надшарової зони), може суттєво (2 і більше раз) перевищувати висоту цільного шару H_o ;

г) опір, що долає агент в ході взаємодії з насінням та стінками апарату, обумовлює падіння тиску на висоті $H_{ш}$: $\Delta P_{ш} = \Delta P_n + \Delta P_{ст}$;

д) рух агента сушки по мірі його підйому уверх через шар насінин супроводжується перерозподілом об'ємної витрати агента сушки в апараті $V_{аа}$ між неперервною $V_{ан}$ та дискретною $V_{ао}$ фазами, в результаті чого порозність шару буде оптимальна $\varepsilon_{ш} \rightarrow opt$, а $H_{ш} \rightarrow min$, тобто при $V_{ан} / V_{ао} \rightarrow opt$ шар прагне до меншого значення потенціальної енергії. При цьому кінетична енергія агента сушіння, що рухається у вигляді бульбашок, визначає енергію виникаючих у псевдорозрідженому середовищі флуктуацій швидкості газового потоку.

Стан ідеалізованої системи для заданого числа псевдорозрідження N характеризувався значеннями ефективної порозності шару $\varepsilon_{ш}$ в цілому та порозності його неперервної фази ε_n , діаметра $D_{об}$ сфери рівновеликої бульбашки по об'єму, а також постійністю [10]:

– робочої висоти шару

$$\partial H_{ш} / \partial \tau = 0, \text{ або } H_{ш} = const;$$

– маси насінин

$$\int_{V_{ш}} \rho_n (1 - \varepsilon_{ш}) dv = m_n = const;$$

– витрати агента сушки

$$\int_{F_a} \rho_a \varepsilon_{ш} (W_a n) dF = W_a F_a = V_{аа} = const;$$

– перепадом тиску агента сушки в шарі

$$\Delta p_{ш} = g m_n / F_a = g (\rho_n - \rho_a) (1 - \varepsilon_{ш}) H_{ш} = g (\rho_n - \rho_a) (1 - \varepsilon_o) H_o;$$

– потенціальної та кінетичної енергії руху твердої фази

$$\int_{V_{ш}} (1 - \varepsilon_o) \frac{\partial}{\partial \tau} (\rho_n W_n^2 / 2) dv = \int_{V_n} (1 - \varepsilon_{ш}) \frac{\partial}{\partial \tau} (\rho_n g z) dv = 0.$$

Побудуємо гідродинамічну модель вільного псевдорозрідженого середовища з урахуванням його ділення на вищевказані зони.

Розширення псевдорозрідженого шару $H_{ш} / H_o$ визначалось рівнянням [6]

$$\frac{H_{ш}}{H_o} = \frac{1 - \varepsilon_o}{1 - \varepsilon_{ш}}, \quad (1)$$

де $H_{ш}$ – висота псевдорозрідженого шару, м;

H_o – статична висота шару, м;

ε_o – початкова порозність; $\varepsilon_{ш}$ – порозність шару.

Рівняння (1) дозволяє визначити розширення псевдорозрідженого шару з зростанням його порозності $\varepsilon_{ш}$ у порівнянні з початковою порозністю ε_o . Але з нього неможливо визначити, як саме будуть змінюватись висота псевдорозрідженого шару $H_{ш}$ та порозність шару $\varepsilon_{ш}$ зі збільшенням швидкості агента сушіння W_a . Тому виникла задача визначення закономірності розширення псевдорозрідженого шару від зміни параметрів процесу (швидкості агента сушіння та утворення бульбашок, частоти виникнення та розмірів бульбашок, площі шлейфу) та насіння (товщина, ширина, довжина, зведений діаметр та густина), тобто знайти залежність

$$\varepsilon_{ш} = f(W_a, W_o, D_{об}, \rho_n, f_{шл}, d, \omega_{нб}). \quad (2)$$

Розглянемо порозність шару $\varepsilon_{ш}$ як середню об'ємну концентрацію газу в псевдорозрідженому шарі. Загальну порозність бульбашки в неперервній фазі ε_n представимо як середню об'ємну концентрацію сферичних включень (бульбашок), котрі мають порозність шлейфа $\varepsilon_{шл}$, частинки об'єму бульбашки, зайнятого шлейфом $f_{шл}$ [7]

$$\varepsilon_{ш} = \varepsilon_n (1 - \varphi_n) + \varphi_n \varepsilon_o = \varepsilon_n (1 - \varphi_n) + \varphi_n (1 - f_{шл}) + \varphi_n \varepsilon_{шл} f_{шл}, \quad (3)$$

де $\varepsilon_{шл}$ – порозність шлейфа;

$f_{шл}$ – площа шлейфа, м²;

φ_n – об'ємна концентрація бульбашок;

ε_n – порозність в неперервній фазі;

ε_o – порозність бульбашок.

Умова збереження сумарного потоку агента сушки в псевдорозрідженому шарі (середній потік в шарі) отримаємо у вигляді

$$W_a = W_{ан} \varepsilon_n (1 - \varphi_n) + \varphi_n (W_{нб} + W_{кнб}), \quad (4)$$

де $W_{ан}$ – швидкість агента сушки в неперервній фазі, м/с;

$W_{нб}$ – швидкість під'єму бульбашки агента сушки, м/с;

$W_{кнб}$ – швидкість наскрізного потоку відносно бульбашки агента сушки, м/с.

Дослідами доведено [6], що у псевдорозрідженому шарі відносно крупних частинок бульбашки піднімаються одна за одною зі швидкістю одиничної бульбашки, (що практично і характеризує відсутність взаємодії їх між собою).

Швидкість руху бульбашок газу W_o , (згідно [7]), покажемо у вигляді

$$W_o = \left(1 - \frac{f_{шл} \varphi_n}{1 - \varphi_n} \frac{1 - \varepsilon_{шл}}{1 - \varepsilon_n} \right) W_{об}, \quad (5)$$

де $W_{об}$ – швидкість руху одиничної бульбашки, м/с.

Для визначення величини $W_{об}$ використовуємо формулу Девіса-Тейлора [8]

$$W_{об} = 0,711 \sqrt{g D_{об}}, \quad (6)$$

де $D_{об}$ – еквівалентний діаметр одиничної бульбашки [7-8].

$$D_{об} = 1.4 \rho_n d N z + D_{нб}, \quad (7)$$

де z – змінна координата (висота), м;

ρ_n – густина насіння, кг/м³;

N – число псевдорозрідження;

d – діаметр насінини, м;

$D_{n\bar{o}}$ – початковий діаметр бульбашки, м ($D_{n\bar{o}} = 0$).

Оскільки прийнято $\varepsilon_{шл} = \varepsilon_n$, то $W_{\bar{o}} = \left(1 - \frac{f_{шл}\Phi_n}{1 - \Phi_n}\right) W_{o\bar{o}}$ і вираз (4) представимо у

вигляді

$$W_{ca} = W_{an}\varepsilon_n(1 - \Phi_n) + \Phi_n \left(1 - \frac{f_{шл}\Phi_n}{1 - \Phi_n}\right) W_{o\bar{o}}. \quad (8)$$

Використовуючи принцип рівнорозподілення енергії по степеням вільності (кінетична енергія хаотичного руху однієї частинки складається з складових рухів (трьох поступальних та трьох обертальних степенів вільності) [9], вважаємо, що при рівності поступальної та обертальної енергії частинки приймають найбільшу рухомість, що, в свою чергу, обумовлює максимальну інтенсивність процесів теплопереносу у псевдорозріджених середовища [11]. З іншого боку, гетерогенна система «агент сушіння – насіння» є стійкою при мінімумі енергії, тобто в проміжках між двома послідовними ударами кожна насінини прагне до стану, при якому відносна кутова швидкість дорівнює нулю, а відносна лінійна така, що, сила опору, яка виникає при обтіканні насінини потоком газу, зрівноважує і силу тяжіння, і архімедову (тобто рівна швидкості витання частинок в середовищі з густиною $\rho_a = \rho_n(1 - \varepsilon_n) + \rho_a\varepsilon_n$). Тоді рівняння рівноваги сил, діючих на частинку, з урахуванням вищевказаного, приймає вигляд

$$\varepsilon_n(\rho_n - \rho_c)g \frac{\pi d^3}{6} = C_x \frac{\pi d^2}{4} \rho_a \frac{W_{nчн}^2}{2}, \quad (9)$$

де C_x – коефіцієнт лобового опору, $C_x = 0,44$ [12];

$W_{nчн}$ – швидкість падіння насіння (частинок) в неперервній фазі, м/с;

ρ_a – густина агента сушки, кг/м³.

Швидкість частинок $W_{nчн}$ в безперервній фазі псевдорозрідженого шару приймає вигляд

$$W_{nчн} = 1,741 \frac{v_a}{d} \sqrt{Ar\varepsilon_n}, \quad (10)$$

де v_a – кінематична в'язкість агента сушки, Пуаз;

Потік насінин має середню швидкість

$$W_{nчн} = \frac{f_{шл}(1 - \varepsilon_{шл})\Phi_n}{(1 - \varepsilon_n)(1 - \Phi_n)} W_{o\bar{o}} \approx \frac{f_{шл}\Phi_n}{(1 - \Phi_n)} 0,711 \sqrt{gD_{o\bar{o}}}. \quad (11)$$

Прирівнявши вираз (10) та (11) після нескладних перетворень отримаємо відношення для визначення частки об'єму бульбашки, зайнятого шлейфом

$$f_{шл} = K_{шл} \frac{(1 - \Phi_n)}{\Phi_n} \frac{v_a}{d} \sqrt{\frac{Ar\varepsilon_n}{gD_{o\bar{o}}}}, \quad (12)$$

де $K_{шл}$ – коефіцієнт, що враховує діаметр насіння та їх форму, $K_{шл} = 0,014$ [7].

З умови зберігання сумарного потоку газу в псевдорозрідженому шарі виразимо об'ємний потік газу в бульбашках через відомі параметри

$$V_{\bar{o}} = V_{aa} - V_{an} = W_a F_a - W_{an} \varepsilon_n (1 - \Phi_n) F_a, \quad (13)$$

де V_{aa} – об’ємна витрата агента сушки в апараті, м³/с;

V_{an} – витрата агента сушки у неперервній фазі, м³/с;

W_a – швидкість агента сушки, м/с;

F_a – площа апарату, м²;

З іншої сторони вираз для V_o представимо у вигляді

$$V_o = \omega_{no} (1 - f_{шл}) v_{oo}. \quad (14)$$

де ω_{no} – частота проходження газових бульбашок в основній зоні, с⁻¹;

v_{oo} – об’єм одиничної бульбашки, включаючи її шлейф, м³

$$v_{no} = \frac{\pi D_{ob}^3}{6} (1 - f_{шл}) \quad (15)$$

Після перетворень (13) та (14) отримаємо вирази для об’ємної концентрації бульбашок

$$\phi_n = 1 - \frac{W_a F_a - \omega_{no} (1 - f_{шл}) v_{oo}}{W_{an} F_a \varepsilon_n}. \quad (16)$$

Порозності в основній зоні псевдорозрідженого шару в цілому (в безперервній фазі, бульбашках та їх шлейфах)

$$\varepsilon_{ш} = \varepsilon_n + (1 - \varepsilon_n) (1 - f_{шл}) \left(1 - \frac{W_a F_a - \omega_{no} (1 - f_{шл}) v_{oo}}{W_{an} F_a \varepsilon_n} \right). \quad (17)$$

Частоту проходження бульбашок ω_{no} , пов’язану з основною частиною пульсацій тиску приймаємо згідно [12]

$$\omega_{no} = \frac{1}{\tau_{no}},$$

де τ_{no} – час (період) проходження бульбашок основної зони псевдорозрідженого шару (висоту якої умовно прийняли рівною H_o), $\tau_{no} = H_o / W_{ob}$.

Оскільки $W_{ob} = 0.711 \sqrt{g D_{ob}}$

то

$$\omega_{no} = \frac{W_{ob}}{H_o} = 0.711 \frac{\sqrt{g D_{ob}}}{H_o}. \quad (18)$$

Залежність між порозністю в неперервній фазі ε_n та швидкістю агента сушки в неперервній фазі W_{an} виразимо з формули Ергана [12], справедливої при $\phi_n \geq 0.3$, у вигляді

$$W_{an} = W_{en} \left(\frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_o} \right)^{1.5} \left(\frac{1 - \varepsilon_o}{1 - \varepsilon_n} \right)^{0.5}, \quad (19)$$

де W_{en} – швидкість витання насіння, м/с.

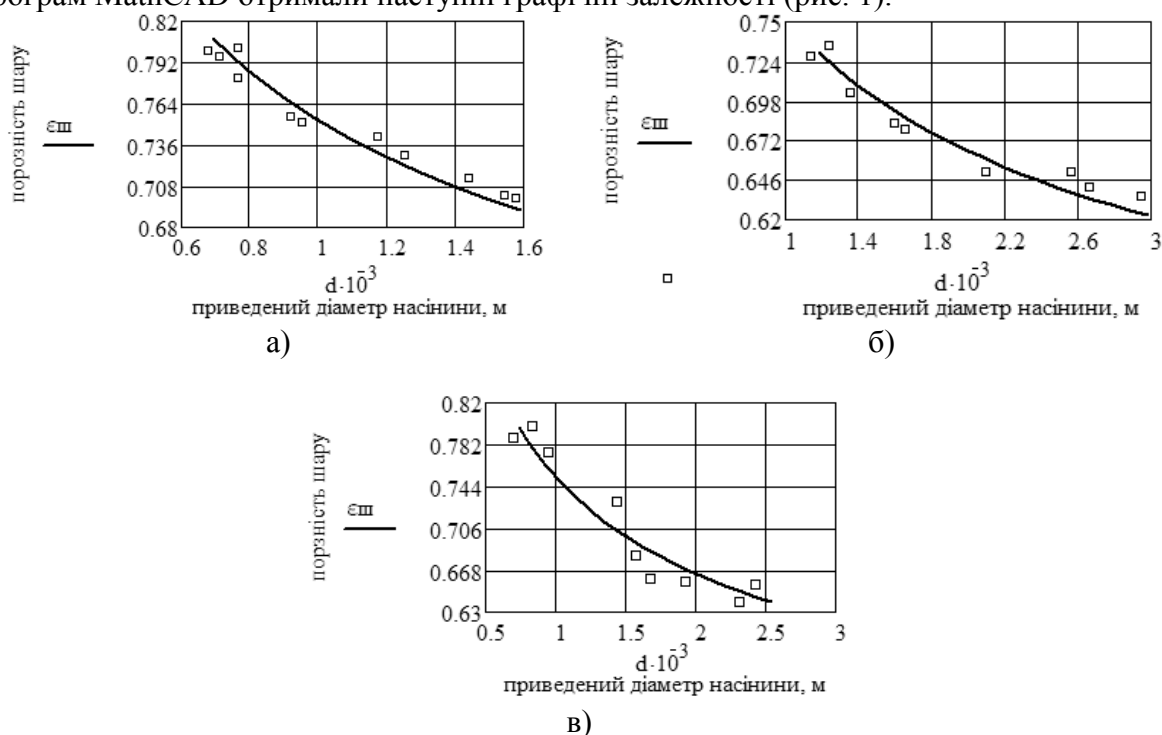
Оскільки розглядається неперервна фаза псевдорозрідженого шару, котра знаходиться в однорідному стані, то величину ε_n прийmemo з [11]

$$\varepsilon_n = \left(\frac{18 Re + 0.36 Re^2}{Ar} \right)^{0.25}. \quad (20)$$

Закономірність зміни порозності псевдорозрідженого шару відносно крупних насінин в залежності від зміни швидкості агента сушки в апараті $\varepsilon_{ш} = f(W_a)$ для невеликих чисел псевдорозрідження N ($2 \leq N \leq 7$) має вираз

$$\varepsilon_{ш} \leq \frac{1 + 2 \left(\varepsilon_n + (1 - \varepsilon_n)(1 - f_{шл}) \left(1 - \frac{W_a F_a - \omega_{нб} (1 - f_{шл}) v_{бo}}{W_{ан} F_a \varepsilon_n} \right) \right)}{3}. \quad (21)$$

Якщо проаналізувати складові формули (21), то можна прийти до висновку, що більшість з них, а саме W_a (4), $W_{ан}$ (19), $f_{шл}$ (12), $\omega_{нб}$ (18) залежні від еквівалентного діаметру одиничної бульбашки $D_{об}$ (7), який в свою чергу залежить від приведенного діаметру насінини d . Проводячи дослідження за допомогою пакету прикладних програм MathCAD отримали наступні графічні залежності (рис. 1).



а – пшениця; б – соняшник; в – соя

Рисунок 1 – Залежність порозності шару ($\varepsilon_{ш}$) від приведенного діаметра (d) насінини

Для оцінювання тісноти зв'язку між теоретичними та експериментальними даними визначили коефіцієнти кореляції [13]

$$K_k = \frac{M \cdot \sum_{i=1}^n (E_m \cdot E_e) - \sum_{i=1}^n E_m \cdot \sum_{i=1}^n E_e}{\sqrt{\left[M \cdot \sum_{i=1}^n E_m^2 - \left(\sum_{i=1}^n E_m \right)^2 \right] \cdot \left[M \cdot \sum_{i=1}^n E_e^2 - \left(\sum_{i=1}^n E_e \right)^2 \right]}}$$

де M – кількість дослідів;

n – порядковий номер дослідів;

E_m, E_e – відгук за теорією та експериментом [5].

Коефіцієнт кореляції для порозності ($\varepsilon_{ш}$) по культурам становить: пшениця (E_1) – $K_{к1}=0,86$; соняшник (E_2) – $K_{к2}=0,84$; для соя (E_3) – $K_{к3}=0,86$.

Аналіз отриманих коефіцієнтів вказує, що математична модель достатньо точно описує спостережуване явище.

Побудована гідродинамічна модель вільного псевдорозрідженого середовища крупних частинок враховує вплив на розширення шару не тільки швидкості агента сушки в сушарці, але і основних параметрів неперервної та дискретної фази псевдорозрідженого шару. Із нерівності (21) випливає, що розмір бульбашок, частота їх проходження та обмін між фазами у псевдорозрідженому середовищі взаємопов'язані і залежать від параметрів процесу (швидкості агента сушіння та утворення бульбашок, частоти виникнення, розмірів бульбашок, площі шлейфу), а також насінини (товщина, ширина, довжина, зведений діаметр і густина).

Список літератури

1. Лыков А.В. Теория сушки. – М.: Энергия, 1968. – 471 с.
2. Птицын С.Д. Зерносушилки. – М.: Машгиз, 1966. – 240 с.
3. Гержой А.П., Самочетов В.Д. Зерносушение и зерносушилки. М.: Хлебоиздат, 1967. – 250 с.
4. Дворецкий С.И., Королёв В.Н., Ногорнов С.А., Таров В.П. Техника и технологии псевдоожижения: гидродинамика и теплообмен с погружёнными телами. Тамбов: Изд.-во Тамб. гос. тех. ун.-та, 2005. – 168 с.
5. Петренко М.М., Скриннік М.О., Скриннік І.О., Д.В. Богатирьов Результати експериментальних досліджень впливу основних параметрів на процес сушіння зернових культур у зерносушарці каскадного типу Вісник ТДТУ Випуск 3. – Тернопіль: ТДТУ, 2007. – С. 53-58.
6. Кувшинов Г.Г. Скорость подъема газовых пузырей в развитом псевдоожиженном слое / Г.Г.Кувшинов, Ю.И. Могильных // Изв. СО АН СССР. Сер. техн. наук. 1989. Вып. 4. – С. 88 - 95.
7. Бувич Ю.А. Взаимодействие пузырей в псевдоожиженном слое и двухфазная теория псевдоожижения / Ю.А. Бувич // Проблемы тепло- и массообмена: современное состояние и перспективы : сб.науч. ст. Минск, 1985.– С. 122-139.
8. Дэвидсон И. Псевдоожижение твердых частиц / И. Дэвидсон, Д. Харрисон. М.: Химия, 1965.184с.
9. Гольдштик М.А. Элементарная теория кипящего слоя / М.А. Гольдштик // Прикладная математика и теоретическая физика. 1972. № 6. – С. 106 - 112.
10. Теплофизика механической обработки: Учеб. пособие // А.В. Якимов, П.Т. Слободяник, А.В. Усов. – К.; Одесса: Лыбидь, 1991. – С.28-29.
11. Нагорнов С.А. К вопросу об интенсификации внешнего теплообмена в неоднородном псевдоожиженном слое / С.А. Нагорнов, И.М. Цырульников, Б.В.Панков // Тепломассообмен-VII : матер. VII Всесоюз. конф. по тепломассообмену. Т. V: Теплообмен в реологических и дисперсных системах. Ч. 1:Тепломассообмен в дисперсных системах. Минск: ИТМО им. А.В. Лыкова. 1984.– С. 87-92.
12. Тупоногов В.Г. Равномерность псевдоожижения и пульсации давления в аппарате с колпачковыми решетками: автореф. дис. ... канд. техн. наук/В.Г. Тупоногов. Свердловск. 1983.– 21 с.
13. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментальных исследования и обработки опытных данных. – М.: Колос, 1973. – 196 с.

В статье рассмотрено гидродинамическую модель псевдоожиженного зернового потока на каскадах зерносушильной установки. Приведены исследования, которые позволяют теоретически определить закономерности порозности псевдоожиженного слоя относительно крупных частиц в зависимости от изменения скорости агента сушки в агрегате.

In the article motion of seed is considered for to the cascades of the installation for dry grain in the booling layer. Researches which allow in theory to define the structural parameters of dryer taking into account the features of motion of seed are resulted.

Вплив режимів електроконтактного нагрівання на деформацію втулок при їх відновленні

У статті розглянуто доцільності електроконтактного нагрівання втулок при їх відновленні. Розглянутий температурний фактор, який являється основним і від якого залежать майже всі техніко-економічні показники і технологічні характеристики режиму та обладнання нагрівання

втулка, електроконтактний нагрів, температура, розрахунок

Від правильного розв'язання питань, пов'язаних з вибором способу нагрівання деталей залежить їхня якість після термічної обробки, яка суттєво впливатиме на комплекс фізико-механічних та експлуатаційних властивостей робочих поверхонь.

Застосовуючи той чи інший спосіб нагрівання, необхідно щоб повністю охоплювалась ділянка виробу, що підлягає нагріванню, і температура на ній нарощувалася б однаково. При розробці високопродуктивних процесів поверхневого і суцільного загартування деталей вибір способу нагрівання передусім визначається як необхідністю мінімальних витрат питомої потужності, так і технологічними зручностями створення безперервного процесу [1].

Серед сучасних способів наскрізного нагрівання електроконтактне нагрівання (ЕКН) є найбільш досконалим та економічно ефективним [2] у порівнянні з такими способами нагрівання як пічний та індукційний. Це пояснюється його специфічними особливостями такими, як виділення теплової енергії електричного струму промислової частоти практично в кожному елементарному об'ємі деталі, що нагрівається.

Кількість теплової енергії електричного струму визначається за законом Джоуля – Ленца з врахуванням характеру теплових процесів, обумовлених підведенням струму за допомогою струмопідводячих контактів.

Обов'язковою умовою технічно правильного вибору конструктивно-технологічного типу ЕКН пристрою й визначення областей застосування у виробництві є використання технологіями і конструкторами теоретично обґрунтованих, експериментально перевірених методик і аналітичних виразів розрахунку температурного поля деталей, що нагріваються і параметрів конструктивних елементів електричної частини нагрівних пристроїв. Важливість зазначеного обумовлюється тим, що температура деталі є основним фактором, від якого залежать майже всі техніко-економічні показники і технологічні характеристики режиму та обладнання нагрівання.

Математичний зв'язок між температурою і різними фізичними факторами, геометричними параметрами деталі і нагрівного пристрою, описується системою неоднорідних нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку у частинних похідних з неоднорідними крайовими умовами [3].

Фізичний вплив температури на електричний опір деталі залежить від характеру розподілу температурного поля у повздовжньому і радіальному напрямках.

Розподіл й методика розрахунку температурного поля й температури у поперечному перерізі деталі при електроконтактному нагріванні досліджені О.Х. Валєєвим [4], а по довжині – Д.І. Романовим [5].

Збільшення внутрішнього діаметру втулки при ЕКН залежить передусім від

температури нагрівання, яка визначається величиною сили струму і тривалістю нагрівання, а також інтенсивністю і часом охолодження. Окрім цього впливають на величину деформації фізичні та механічні властивості матеріалу деталі та склад охолоджувача.

Результати дослідження залежності приросту внутрішнього діаметру від основних технологічних параметрів електроконтактного нагрівання втулки подано в таблиці 1.

В таблиці 1 показано, що величина деформації втулки залежить від температури нагрівання і його тривалості в часі. Причому, зі збільшенням цих параметрів величина деформації помітно збільшується.

Виходячи із закону Джоуля-Ленца, процес нагрівання металу можна регулювати, змінюючи величину струму.

Таблиця 1 – Залежність величини деформації втулки від температури і проміжку часу ЕКН ($I_n = 35\text{кА}$)

№ п/п	$t_n, \text{с}$	T°, C	$\Delta D, \text{мкм}$
1	8	760-780	20...90
2	10	780-800	120...160
3	12	800-830	200...250
4	14	830-880	260...280
5	16	900 і вище	300...320

При збільшенні величини струму і тривалості нагрівання залишкова деформація значно перевищує потрібну величину.

Графічні залежності, подані на рисунку 1, свідчать про нелінійну залежність деформації втулки від величини струму при певному проміжку часу нагрівання t_n .

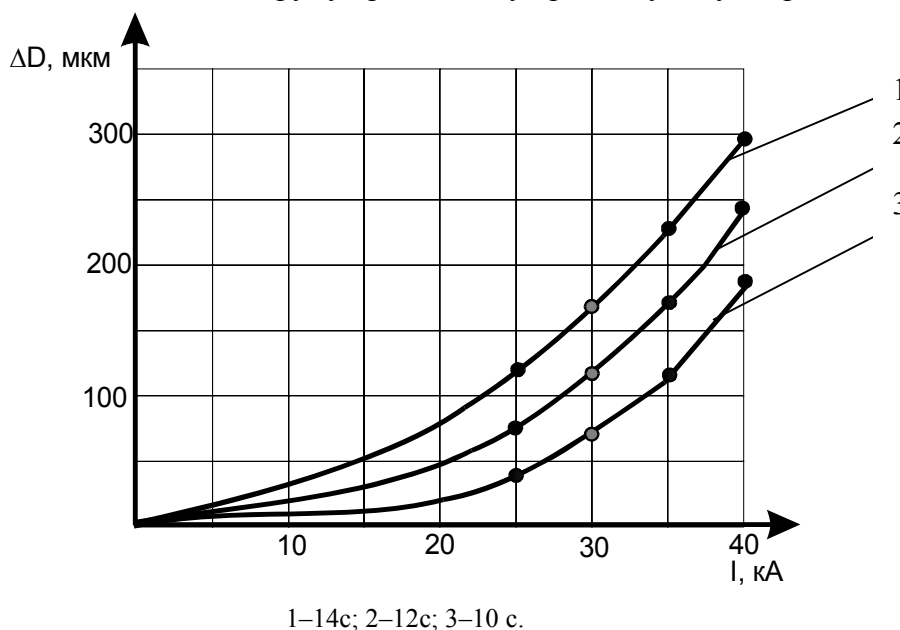


Рисунок 1 – Залежність деформації втулки від величини струму при певному проміжку часу нагрівання

Таким чином, приріст зовнішнього діаметру ПП передусім залежить від температури нагрівання ЕКН та тривалості нагрівання.

Дослідження дали можливість вибрати оптимальні, технологічні параметри

відновлення втулок запропонованим методом: сила струму $I = 30...35$ кА, проміжок часу нагрівання $t_n = 10...12$ с.

Список літератури

1. Технология термической обработки стали. / Под. ред. М.Л. Бернштейна. М.: Металлургия, 1981. – 607 с.
2. Новиков И.И. Теория термической обработки металлов: Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1986. – 480 с.
3. Сенченков И.К., Козлов В.И., Матвиенко О.И., Хромов В.Н., Табиев Г.А. Моделирование и оптимизация процесса восстановления деталей машин типа «полый цилиндр» методом термопластического деформирования //Проблемы прочности. – 1999. - №3. – С.73-82.
4. Райцес В.Б. Термическая обработка. – М.: Машиностроение, 1980. – 192 с.
5. Романов Д.И. Электроконтактный нагрев металлов.— М.: Машиностроение, 1981. — 168 с

В статье рассмотрена целесообразность электроконтактного нагрева втулок при их восстановлении. Рассмотрен температурный фактор, который является основным и от которого зависят почти все технико-экономические показатели и технологические характеристики режима и оборудования нагрева

In the article is considered to expedience of the elektrokontaktnogo heating of hobs at their vostanovlenie. The considered temperature factor which is basic and on which all tehniko-ekonomicheskies indexes and technological descriptions of the mode and equipment of heating rely almost

Підвищення якості витягування деталей

Запропоновано та розроблено новий спосіб витягування деталі в захисній оболонці, який, порівняно з відомим, дозволяє суттєво підвищити якість поверхонь витягнутої деталі за рахунок усунення можливості утворення подряпин. При цьому зусилля штампування суттєво зменшується.

витягування, захисна оболонка, якість поверхні, зусилля штампування, технологічна схема формоутворення, аналіз браку

В сучасному машинобудуванні, зокрема в області листового штампування, широко використовуються різноманітні способи витягування деталі у штампі із плоскої заготовки. Результатом технологічної операції витягування є утворення порожнистої деталі. Таким чином, наприклад, виготовляють металевий посуд. Дана операція, як правило, відбувається при потужному притиску фланця заготовки до матриці, що запобігає гофроутворенню у фланці та, у кінцевому випадку, відриву донної частини деталі [1, с. 85].

В процесі витягування між матеріалом та інструментом виникають великі сили тертя, які приводять до підвищеного зносу радіусної частини матриці, виникнення задирок, налипання та подряпин на інструменті та деталі, що витягується. Внаслідок цього якість поверхонь деталі знижується. Змащення інструмента та заготовки на базі рідких мастил дозволяє зменшити тертя між матеріалом та інструментом, а отже, зменшити знос радіусної частини матриці, запобігати виникненню задирок та налипанню металу на інструменті [5, с. 184].

Однак, відомі способи витягування не запобігають утворенню подряпин на витяжному інструменті, і, як наслідок цього, на деталі, що витягується. Це пов'язано з абразивним характером їх походження: дрібні абразивні частки можуть бути занесені в робочу зону штампа рідким мастилом та заготовкою, або із навколишнього середовища, і в процесі штампування наносити подряпини на інструмент та деталь, що витягується.

Таким чином, метою роботи є підвищення якості поверхонь витягнутої деталі за рахунок усунення можливості утворення подряпин.

Дана мета реалізована через спосіб витягування деталі в захисній оболонці, що пропонується. Суть нового способу витягування деталі в штампі із плоскої заготовки полягає в тому, що заготовку штампують разом (пакетом) з однією або двома фольговими пластичними прокладками (захисними оболонками) із антифрикційного матеріалу, що виконують роль підшипників ковзання та запобіжників якості поверхні деталі, причому одну із них розташовують між матрицею та заготовкою, а другу – між пуансоном та заготовкою.

Перед витягуванням змащується рідким мастилом та складається пакет (рис. 1, а), який включає в себе фольгову пластичну прокладку 1 із антифрикційного матеріалу (наприклад із мідної фольги), заготовку 2 та прокладку 3, яка є однаковою із прокладкою 1. Пакет встановлюється у витяжний штамп (рис. 1, б) за упором 4. При цьому верхня рухома частина штампа (зокрема, витяжний пуансон 5 та притискач 6) знаходяться у крайньому верхньому положенні. При ході повзуна пресу вниз спочатку притискач 6 притискає пакет до дзеркала 7 витяжної матриці 8, а далі пуансон 5 здійснює витягування деталі 9. В процесі витягування (рис. 1, в) абразивні частки 10,

11, які випадково потрапили в зазори, відповідно, між матрицею та прокладкою 1 і пуансоном 5 та прокладкою 3, можуть зробити подряпини лише на поверхнях прокладок 1, 3. При цьому усувається можливість утворення подряпин на зовнішній 12 та внутрішній 13 поверхнях деталі 9. Таким чином, прокладки є запобіжниками якості поверхні після витягування. Більш того, суттєво зменшується тертя між поверхнями прокладок та поверхнями інструмента в зонах їх контактування, а, отже зусилля деформування, за рахунок того, що прокладки виконують роль підшипників ковзання або «твердого змащування».

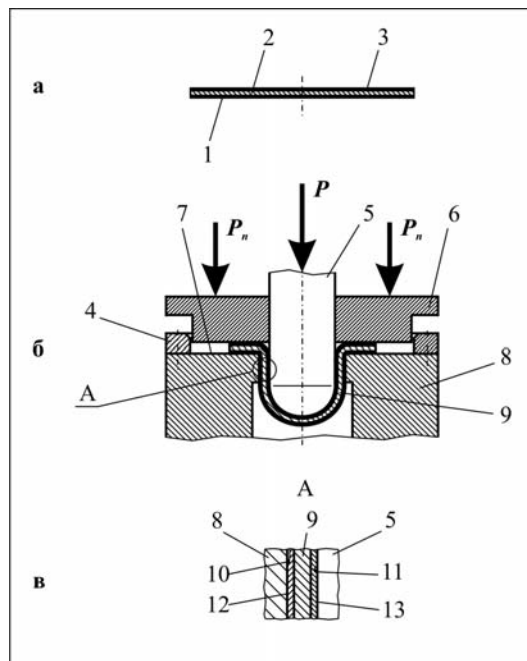
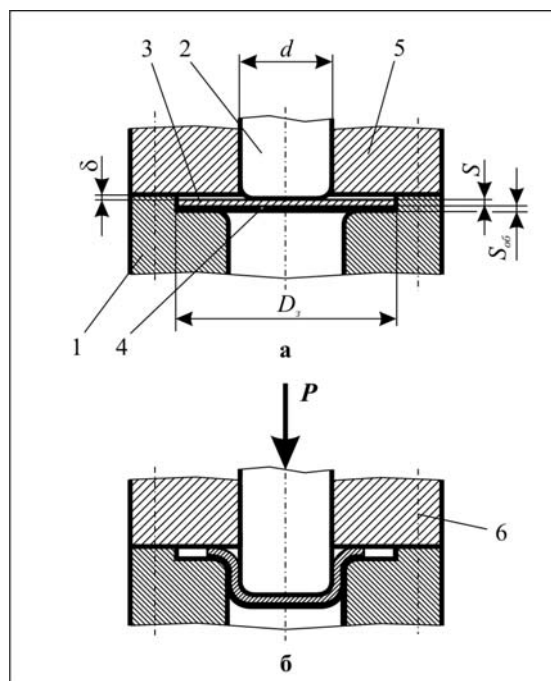


Рисунок 1 – Схема реалізації способу витягування деталі в захисній оболонці

Слід відмітити, що застосування однієї або двох прокладок при штампуванні обумовлено потребою забезпечення якості певної або певних поверхонь деталі.

Спосіб, що пропонується, є об'єктом експериментального дослідження даної статті. Суть методичного підходу до експериментальних досліджень полягає в наступному. Дослідження технологічних характеристик витягування деталі в захисній оболонці здійснювалося з використанням технологічної схеми формоутворення, що представлена на рис. 2. Вона дозволяє здійснювати витягування циліндричних ковпачків без притиску фланця вихідної заготовки: між заготовкою 3, що витягується, та обмежувачем 5 існує невеликий зазор $\delta = 0,15 \dots 0,20$ мм. Захисну оболонку 4 встановлюють так, щоб вона торкалася дзеркала матриці 1, а на неї кладуть заготовку 3. Причому, діаметр захисної оболонки дорівнює діаметру вихідної заготовки. При експериментальному дослідженні дискретно змінювалися коефіцієнти витягування m за рахунок зміни діаметрів вихідної заготовки при постійному діаметрі витяжного пуансона 2, матеріал та товщина заготовки 3 та матеріал та товщина захисної оболонки 4. При витягуванні, що здійснювалося на універсальній випробувальній машині УІП-50, реєструвалося зусилля витягування в функції ходу витяжного пуансона. Після експерименту: констатувався факт отримання ковпачка для різних початкових умов; виконувався порівнювальний аналіз графіків силового навантаження на пуансон для витягування в захисній оболонці та без захисної оболонки; виконувався порівнювальний аналіз якості бічної поверхні ковпачків, отриманих в захисній оболонці та без захисної оболонки на предмет виявлення подряпин; формулювалися висновки на предмет оптимізації технології витягування деталі в захисній оболонці.



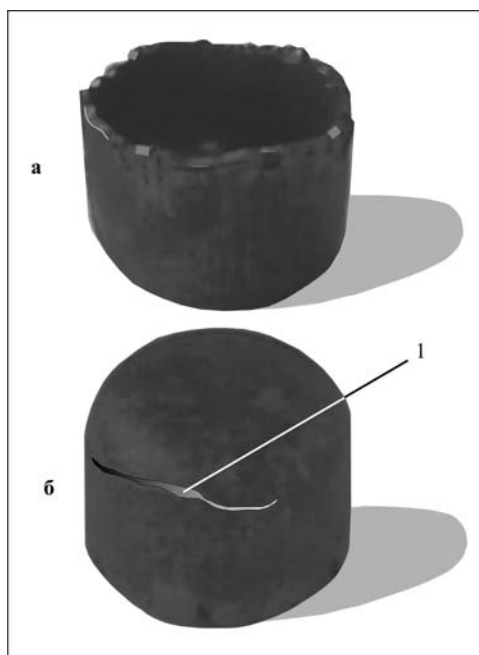
а – початкова фаза; б – кінцева фаза

Рисунок 2 – Експериментальна технологічна схема формоутворення (витягування) ковпачка в захисній оболонці

Інформацію про умови та результати дослідження наведено в таблиці 1.

Як бачимо, в усіх представлених в таблиці 1 дослідях коефіцієнт витягування лежить в межах, коли витягування є можливим ($m_1 = 0,53 \dots 0,56$).

В досліді БТ2 *витягування сталевго зразка в мідній оболонці товщиною 0,05 мм* забезпечує штампування без утворення подряпин на зразку під оболонкою навіть тоді, коли на оболонці в процесі витягування утворюються невеликі щілини 1 (рис. 3) в критичному перетині (на межі між донною та бічною поверхнею).



а – вид на верхню частину; б – вид на нижню частину (дно)

Рисунок 3 – Зразок після витягування в оболонці за дослідом БТ2

Суттєве штучне підвищення тертя між матрицею та оболонкою, яке досягається у досліді БТ6 за рахунок додавання абразивного дрібнодисперсного порошку в мастило, приводє до зростання зусилля витягування на 13 %, порівняно із зусиллям, що спостерігається у досліді БТ2 (з 23,9 кН до 27,2 кН). Воно, в свою чергу, приводє не тільки до відриву дна оболонки, але й до її суттєвого пошкодження (руйнування). Внаслідок цього бічна зовнішня поверхня сталевго зразка лишається незахищеною від подряпин. Саме тому, для гарантованого її захисту при важких, забруднених умовах штампування доцільно підвищувати товщину оболонки від 0,05 до 0,1...0,2 мм.

Значно більш чуттєвий до утворення подряпин при витягуванні такий матеріал, як алюміній. У досліді БТ9 здійснювалося витягування алюмінієвих зразків (марки А2) в мідній оболонці (марки М1) товщиною 0,05 мм. І хоча після витягування спостерігався відрив дна у мідній оболонці, подряпин на бічній поверхні А алюмінієвого зразка (там, де була оболонка) не виявлено.

Метою досліді БТ10 є вивчення впливу зменшення діаметру вихідної заготовки мідної оболонки на її зберігання (не руйнування) в процесі витягування сталевго зразка в експериментальному штампі без притиску фланця за схемою, що показана на рис. 2. За результатом експерименту при зменшенні діаметру заготовки оболонки до 52 мм спостерігається не тільки відрив дна оболонки, але й її руйнування. Отже, умови збереження оболонки погіршилися. Внаслідок цього на бічній поверхні сталевго зразка спостерігаються подряпини.

Таблиця 1 – Умови та результати витягування зразків в захисній оболонці

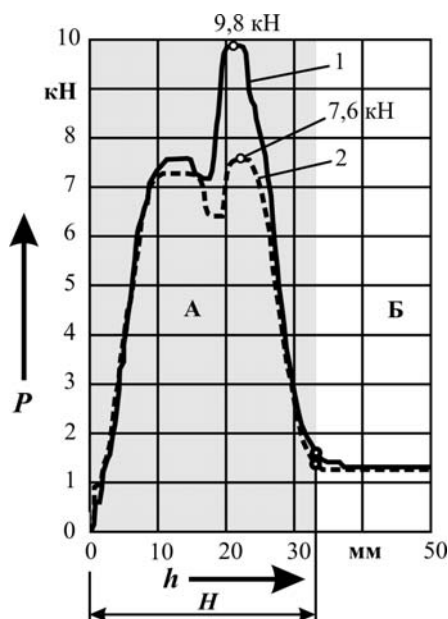
№ досліді	Характеристика пакету «оболонка-зразок» та мастила	Інформація про можливість витягування	Негативний ефект	Наявність подряпин під оболонкою
БТ2	«мідь М1 ($s = 0,05$ мм; $D_3 = 55$ мм) – сталь 0,8 ($s = 1,0$ мм; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	є щілина на оболонці біля дна	немає
БТ6	«мідь М1 ($s = 0,05$ мм; $D_3 = 55$ мм) – сталь 0,8 ($s = 1,0$; $D_3 = 55$ мм), мастило з абразивом	можливе	відрив дна та пошкодження оболонки	є
БТ9	«мідь М1 ($s = 0,05$ мм; $D_3 = 55$ мм) – алюміній А2 ($s = 1,0$; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	відрив дна в оболонці	немає
БТ10	«мідь М1 ($s = 0,05$ мм; $D_3 = 52$ мм) – сталь 08 ($s = 1,0$; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	відрив дна та пошкодження оболонки	є
БТ11	«латунь Л63 ($s = 0,22$ мм; $D_3 = 52$ мм) – сталь 08 ($s = 1,0$; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	асиметричне витягування	немає
БТ12	«латунь Л63 ($s = 0,22$ мм; $D_3 = 45$ мм) – алюміній А2 ($s = 1,0$; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	замала висота оболонки	немає
БТ19	«латунь Л63 ($s = 0,22$ мм; $D_3 = 55$ мм) – алюміній А2 ($s = 1,0$; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	немає	немає

В досліді БТ11 зроблена спроба *поліпшити умови витягування* за рахунок підвищення товщини (до 0,22 мм), а отже жорсткості вихідної заготовки оболонки, з метою зменшення гофрування на радіусній частині матриці в момент виходу її із під напрямної плити 5. Крім того, в даному досліді жорсткість оболонки підсилена і за рахунок застосування більш міцного матеріалу, зокрема латуні Л63. За результатом експерименту витягування відбулося без пошкодження захисної оболонки. Крім того, оболонка легко знялася зі сталевго зразка. Більш того, на бічній поверхні сталевго зразка (під оболонкою) подряпин не виявлено. Але недоліком даного досліді є асиметричне витягування, що сталася в наслідок однобічного затиснення заготовок в штампі.

В дослідіх БТ12, БТ19 відпрацьовували можливість витягування алюмінієвих зразків в латунних оболонках з різного діаметра заготовки оболонки (відповідно 45 мм та 55 мм). В обох випадках отримано позитивний результат: витягування можливе, подряпин на алюмінієвих зразках (під оболонками) не виявлено. Але проблемним питанням симетричного витягування в штампі без ефективного притиску фланця заготовки є витягування з оболонкою малого діаметру заготовки. Позиційна неусталеність заготовки оболонки в початковій фазі процесу приведе до нерівномірного тертя її об матрицю в діаметрально розташованих ділянках, нерівномірного гофрування у фланці, і, як наслідок, несиметричному витягуванню.

За інженерною формулою [1] зусилля витягування визначається як добуток площі небезпечного перетину виробу на напруження в ньому. На нашу думку, така спрощена формула не враховує коефіцієнта тертя між витяжною матрицею та заготовкою, що штампуються. Так, цілком очевидно, що коефіцієнт тертя між сталевго витяжною матрицею та алюмінієвою заготовкою буде більше ніж коефіцієнт тертя між сталевго витяжною матрицею та мідною заготовкою. Остання пара (Fe-Cu) працює як класичний підшипник тертя. Отже, при витягуванні алюмінієвого зразка в мідній оболонці слід чекати зменшення зусилля штампування, порівняно з зусиллям штампування алюмінієвого зразка без мідної оболонки.

Для експериментальної перевірки цієї думки здійснювали витягування зразка із алюмінію А2 без оболонки (дослід БТ8) та такого ж зразка в мідній оболонці (дослід БТ9) із реєстрацією зміни зусилля P за ходом пуансона h . Отримані графіки сканувалися та за допомогою комп'ютерної техніки накладалися один на другий. Результати графічних залежностей $P = f(h)$ показано на рис. 4.



1 – без фольгової мідної оболонки; 2 – з фольговою мідною оболонкою; H – висота робочої частини матриці; А – зона проходження заготовки крізь матрицю; Б – зона проходження заготовки крізь знімач

Рисунок 4 – Залежність зусилля витягування P алюмінієвого ковпачка від ходу пуансона h

Як бачимо, максимальне зусилля витягування алюмінієвого зразка без оболонки складає 9,8 кН (крива 1), в той час, як максимальне зусилля витягування такого ж зразка в мідній оболонці – 7,6 кН (крива 2), що на 22,4 % менше.

На підставі проведених досліджень пропонується ввести у інженерну формулу для розрахунку зусилля витягування коефіцієнт κ_m , що ураховує вплив тертя. Тоді формула набуде вигляду

$$P \leq \kappa_m \cdot L \cdot s \cdot \sigma_p.$$

Коефіцієнт κ_m визначається експериментально. Так, якщо прийняти для пари «Fe-Al» коефіцієнт $\kappa_m = 1$, то для пари «Fe-Cu» коефіцієнт $\kappa_m = 0,77$.

Таким чином, використання способу витягування, що пропонується, порівняно з відомим, дозволяє суттєво підвищити якість поверхонь витягнутої деталі за рахунок усунення можливості утворення подряпин та суттєво зменшити зусилля штампування.

Список літератури

1. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. – 520 с., ил.

Предложен и разработан новый способ вытяжки детали в защитной оболочке., который, по сравнению с известным, позволяет существенно повысить качество поверхностей вытянутой детали за счёт устранения возможности образования царапин. При этом усилие штамповки существенно уменьшается.

It is given and developed a new method of part stretching in the protective casing which allows to raise essentially the quality of the surfaces of the stretched parts at the expense of removal of the possibility of scratches formation. On this condition the effort of stamping decreases essentially.

Фізичні особливості утворення мікрорельєфу поверхні електроерозійної лунки

Наведено результати дослідження субструктури поверхні лунок після розмірної обробки дугою та описано фізичний механізм її утворення.

електрична дуга, фрактографія лунки, гідродинамічний потік, робоча рідина, субструктура лунки, ініціювання дуги

Розмірна обробка металів електричною дугою (РОД) визначається комплексом фізичних явищ [1, 2, 3], що відбуваються в міжелектродному зазорі малих розмірів (від декілька сотих до декілька десятих часток міліметра) та на поверхні електрода-інструмента і електрода-заготовки: ініціюванням електричної дуги (безконтактним або контактним способом) в умовах потужного гідродинамічного потоку, концентрованим виділенням енергії на поверхні електродів, їх розігрівом та викидом в міжелектродний зазор, виносом потоком твердих, рідких та газоподібних продуктів ерозії із зони обробки, відновленням діелектричних властивостей робочого середовища, взаємодією цих процесів між собою тощо.

Дані явища можна умовно поділити на дві групи:

- явища, що протікають протягом горіння електричної дуги, такі як: розвиток подій щодо виникнення розрядної плазми; виділення енергій на електродах, наслідком якої є ерозія їх поверхні; перенос матеріалу одного електрода на інший; деіонізація робочого середовища тощо;

- гідродинамічні явища в міжелектродному зазорі, що характеризуються, як правило, значно більшою тривалістю протікання: еволюція газових порожнин та примусове вилучення робочою рідиною продуктів ерозії крізь малий міжелектродний зазор. Вони обумовлюють таку важливу залежність продуктивності обробки від площі обробки, впливають на точність процесу обробки, на шорсткість поверхні та обмежують продуктивність обробки, так як лімітують густину струму в електроді-інструменті.

У всій сукупності фізичних явищ процесу РОД фундаментальна роль відводиться явищам, що відбуваються в одиничній лунці при збудженні дугового розряду. Серед них домінують електроерозійні явища на електродах. Але слід відмітити, що незважаючи на велику кількість експериментальних та теоретичних досліджень явища електричної ерозії металів, до теперішнього часу не досягнута повна ясність представлень про його фізичний механізм. Але багатьма авторами встановлено, що в основі цього явища лежать теплові процеси на електродах, які виникають при проходженні електричного струму через межу «електрод – дуговий розряд». В роботі [4], що торкається електроімпульсної обробки, відзначена просторово-часова дискретність таких процесів, які виражаються у виникненні, функціонуванні та вгасанні електродних плям.

Дана стаття присвячена виявленню та дослідженню електроерозійних слідів на поверхні одиничної лунки від функціонування електродних плям в умовах процесу РОД.

Об'єктом експериментального дослідження були наступні торцеві поверхні заготовок після електроерозійної обробки:

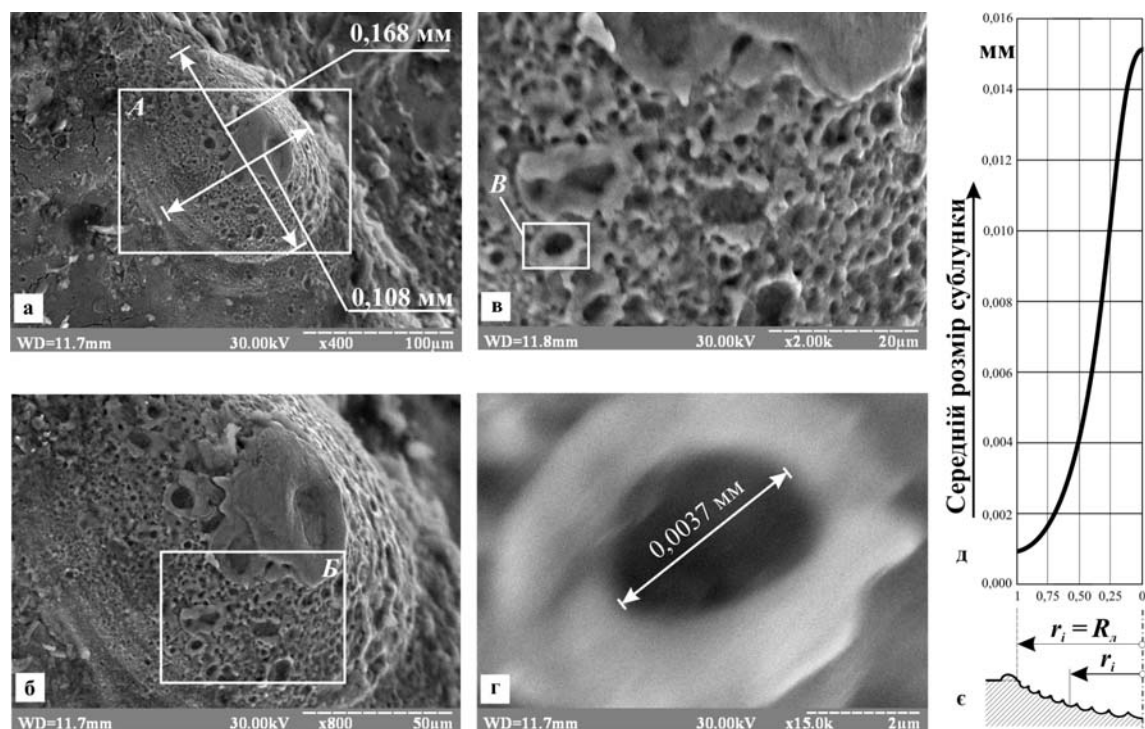
– циліндрична заготовка із сталі 45 (діаметр 30 мм), що оброблена графітовим електродом-інструментом (марка МПГ-7, діаметр 15 мм) способом РОД як тіло обертання при наступному режимі: сила технологічного струму $I = 50$ А, напруга на електродах $U = 30 \dots 35$ В, статичний тиск робочої рідини на вході в торцевий між-електродний зазор $P_{ст} = 1,1$ МПа, пряме прокачування, полярність – зворотна, робоча рідина – технічна вода;

– плоска заготовка із сталі 45, що частково (початкова фаза обробки) оброблена графітовим електродом-інструментом (марка МПГ-7, діаметр 40 мм) способом РОД за принципом прошивання при наступному режимі: сила технологічного струму $I = 1$ А, напруга на електродах $U = 45$ В, статичний тиск робочої рідини на вході в торцевий міжелектродний зазор $P_{ст} = 1,1$ МПа, зворотне прокачування, полярність – зворотна, робоча рідина – органічне середовище;

– плоска заготовка із сталі 1Х18Н9Т, що оброблена графітовим мідним електродом-інструментом (марка М1, розміри в плані – 15×20 мм) способом електроімпульсної обробки за принципом прошивання при наступному режимі: сила технологічного струму $I = 10$ А, напруга на електродах $U = 100$ В, без прокачування робочої рідини, полярність – зворотна, робоча рідина – органічне середовище. Дана заготовка узята для порівняння із заготовкою після РОД.

Експериментальні дослідження поверхонь лунок після електроерозійної обробки здійснювали з використанням растрового електронного мікроскопа моделі РЕМ-106И, на якому фрактографії поверхонь розглядалися із різним рівнем збільшення (від $\times 40$ до $\times 30\,000$).

В результаті вивчення фрактографій поверхні одиначної лунки тіла обертання після РОД сталі 45 в потоці технічної води виявлено субструктуру лунки (рис. 1, а – г).



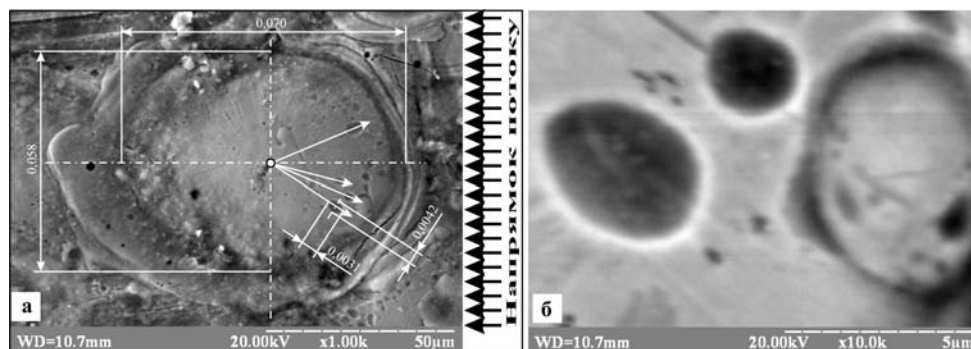
а – загальна картина ($\times 400$); б – ділянка А ($\times 800$); в – ділянка Б ($\times 2000$); г – ділянка В ($\times 15\,000$);
д – залежність середнього розміру сублунки в плані від г; е – профіль одиначної лунки

Рисунок 1 – Фрактографія субструктури одиначної лунки після РОД тіла обертання із сталі 45 (технічна вода)

Електричний дуговий розряд в рамках лунки має складну багатоканальну структуру. Внаслідок цього одиначна лунка складається із великої кількості дрібних лунок (сублунок). Встановлено, що діаметр сублунок зростає в напрямку від периферії до центру одиначної

лунки (рис. 1, д, е). Так, середній розмір сублунки на периферії становить 0,0015 мм, між центром та периферією – 0,0040 мм, а центральної сублунки – 0,0150 мм. Останнє пояснюється пінч-ефектом, що приводить до стягування силових ліній струму та їх концентрації біля центру одиначної лунки. При цьому густина струму в центрі дуги приблизно на порядок більше густини струму на периферії одиначної лунки.

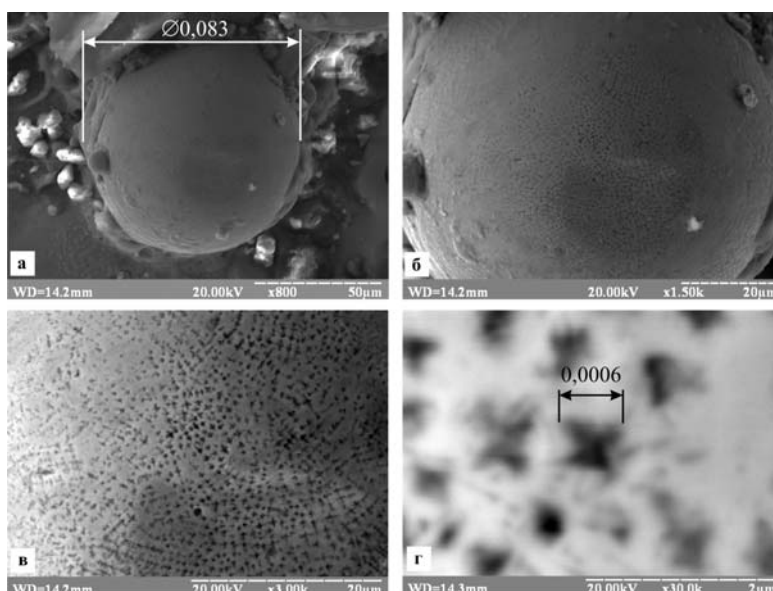
Встановлено (рис. 2), що поверхня одиначної лунки після РОД зразка із сталі 45 в потоці органічного середовища гладка і лише має декілька випадкових сублунок. Вони мають форму еліпса, довга вісь якого витягнута в радіальному напрямку відносно центру одиначної лунки. Останнє свідчить про формування сублунок під час розширення газової порожнини, тобто поза залежністю від напрямку потоку в торцевому міжелектродному зазорі.



а – загальна картина (г1000); б – випадкові сублунки (г10 000)

Рисунок 2 – Фрактографія структури одиначної лунки після РОД зразка із сталі 45 (прошивання, органічне середовище)

Із фрактографії поверхні одиначної лунки після електроімпульсної обробки зразка із сталі 1X18H9T в нерухомому органічному середовищі (рис. 3) виявлено субструктуру лунки. Сублунки приблизно однакового розміру в плані (біля 0,5 мкм) рівномірно розташовані в центральній частині одиначної лунки, що свідчить про їх походження: високочастотне пакетне бомбардування поверхні імпульсними розрядами. На периферійній частині одиначної лунки сублунок не виявлено.



а – загальна картина (г800); б – фрагмент (г1500); в – фрагмент (г3000); г – фрагмент (г30 000)

Рисунок 3 – Фрактографія структури одиначної лунки після електроімпульсної обробки зразка із сталі 1X18H9T (прошивання, органічне середовище)

Для пояснення причин, за котрими на донній поверхні одиничній лунки утворюються сублунки, виконаємо порівнювальний аналіз умов за якими вони утворилися для різних способів обробки (табл. 1).

Таблиця 1 – Порівнювальний аналіз умов обробки

Спосіб обробки (робоча рідина)	Стан робочої рідини в міжелектродному зазорі	Спосіб ініціювання розряду	Субструктура донної поверхні лунки
РОД (технічна вода)	Динамічний потік	Безконтактний (пробій)	Сукупність різних сублунок з підвищенням розміру до центру
РОД (органічне середовище)	Динамічний потік	Контактний	Гладка поверхня, одиначні сублунки
Електроімпульсна обробка (органічне середовище)	Нерухома	Безконтактний (пробій)	Центральна сукупність однакових сублунок

В роботі [3] експериментально доказано, що при РОД збудження електричної дуги в динамічному потоці органічного середовища відбувається виключно контактним способом, тобто за рахунок місцевого нагрівання матеріалу до температури плавлення, випаровування, а видалення металу із одиничної лунки здійснюється у рідкому (крапельному) стані, або у вигляді конденсованого металевих пар. Наявність контакту між поверхнями електродів в початковій фазі процесу сприяють об'єднанню електродних плям в одну, результатом чого є одинична лунка з гладкою донною поверхнею. В той же час при РОД збудження електричної дуги в динамічному потоці технічної рідини відбувається безконтактним способом, тобто за рахунок пробою між-електродного зазору. Останнє пояснюється значно меншою електричною міцністю динамічного потоку води, порівняно з електричною міцністю динамічного потоку органічного середовища. Саме тому на деякій відстані між електродами формується багатоканальна електрична дуга, фізичним наслідком якої є сублунки. При електро-імпульсній обробці збудження електричного розряду в нерухомому органічному середовищі здійснюється також за рахунок пробою [4]. Тому механізм утворення сублунок на донній поверхні одиничної лунки аналогічний механізму при РОД з використанням технічної води.

Отримані результати досліджень дозволяють розширити теоретичне уявлення та глибше зрозуміти таке фізичне явище, як електрична дуга в поперечному потоці робочої рідини – інструмент для розмірної обробки металів.

Список літератури

1. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.03.07 / НТУУ «КПІ». – Київ, 1999. – 36 с.
2. Боков В. М. Розмірне формування поверхонь електричною дугою. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс-ЛТД», 2002. – 300 с.
3. Боков В. М., Гросул І. А. Механізм збудження дуги в потоці рідини // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / - Вип. 17. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – с. 108-116.
4. Электроэрозионная обработка металлов / М. К. Мицкевич, А. И. Бушик, И. А. Бакуто и др.; Под ред. И. Г. Некрашевича. – Минск: Наука и техника, 1988. – 216 с.

Приведены результаты исследования субструктуры поверхности лунок после размерной обработки дугой и описан физический механизм её образования.

It is given the results of substructure research of hole surfaces in the result of dimensional arc treatment and it is described the physical mechanism of its formation.

Монолітний пуансон як об'єкт обробки

Запропоновано та розроблено новий високопродуктивний спосіб розмірної обробки дугою монолітних пуансонів та отримано математичні моделі його технологічних характеристик.

електрична дуга, торцевий міжелектродний зазор, гідродинамічний потік, багатозонне пряме прокачування, монолітний пуансон, технологічна схема формоутворення, технологічні характеристики процесу

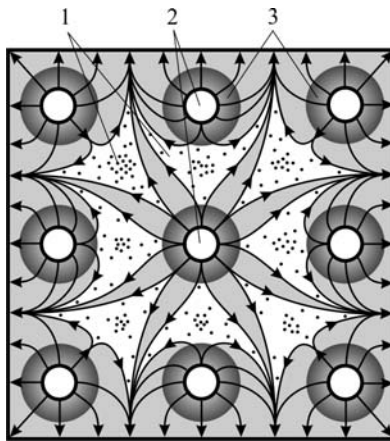
У сучасному машинобудуванні використовуються штампи, переважно послідовної дії, з монолітним пуансоном. Під монолітним пуансоном розуміється група пуансонів, що виконана із одного шматка металу (із однієї плити) разом з пуансонотримачем. Така конструкція пуансона значно підвищує жорсткість штампа, а отже, сприяє підвищенню його стійкості [1, с. 382-385].

Для виготовлення монолітних пуансонів принципово можуть використовуватися як методи механічної обробки, так і методи електроерозійної обробки. Використання методів механічної обробки суттєво обмежено механічною міцністю різального інструменту, фізичними властивостями матеріалу, що обробляється та геометричними параметрами монолітного пуансона.

Сучасним методом виготовлення монолітних пуансонів є електроерозійна обробка, зокрема електроімпульсна обробка. При електроімпульсній обробці енергія в зону обробки підводиться порціями, а процес супроводжується відносно великими паузами. Саме тому електроімпульсна обробка монолітних пуансонів мало-продуктивна.

Одним із самих високопродуктивних способів електроерозійної обробки є спосіб РОД – розмірна обробка електричною дугою, при реалізації якого енергія в зону обробки підводиться безперервно. Спосіб РОД принципово дозволяє отримати монолітний пуансон, однак процес обробки групи стержнів монолітного пуансона здійснюється послідовно (по одному стержню за один хід інструмента) з прокачуванням робочої рідини крізь отвір в електроді-інструменті [2]. Саме тому цикл обробки монолітного пуансона дуже значний, бо складається із циклів обробки кожного стержня. Крім того, при цьому спостерігається значне погіршення точності обробки (точності взаємного розташування стержнів).

Очевидно, суттєве зменшення циклу обробки та підвищення її точності може бути досягнуто при одночасній РОД стержнів монолітного пуансона. Перші експериментальні спроби одночасної РОД стержнів з використанням прямого багатоканального прокачування робочої рідини [3, с. 26] показали, що між суміжними стержнями у торцевому міжелектродному зазорі утворюються застійні зони (рис. 1), де швидкість робочої рідини суттєво зменшується, а в деяких точках досягає нульового рівня. У цих зонах горять не стиснуті електричні дуги, тобто дуги з підвищеною довжиною стовпа, бо, як відомо [4], довжина стовпа дуги обернено пропорційна швидкості потоку робочої рідини. Не стиснуті дуги за своїми технологічними можливостями ближче до зварювальних, а тому не можуть вести розмірну обробку. В наслідок цього у застійних зонах накопичуються продукти ерозії, виникають короткі замикання, підвищується шорсткість обробленої поверхні. Продуктивність обробки суттєво зменшується, бо процес дестабілізується і може зовсім припинитися. Це явище прогресує при підвищенні кількості стержнів монолітного пуансона, що одночасно обробляються.



1 – застійні зони; 2 – стержні; 3 – зони інтенсивної течії рідини

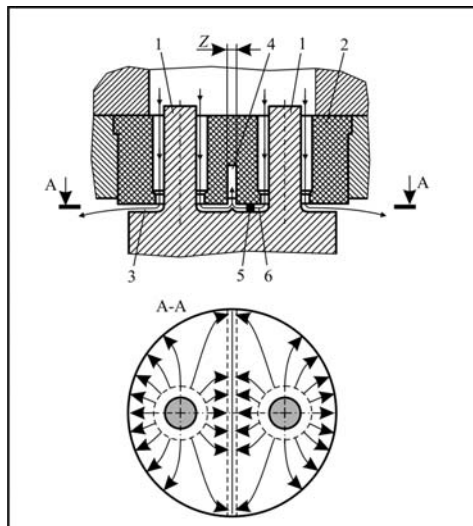
Рисунок 1 – Схема течії рідини в торцевому міжелектродному зазорі при РОД 9 стержнів монолітного пуансона з використання прямого багатоканального прокачування

Таким чином, для стабілізації процесу РОД монолітних пуансонів треба забезпечити такі умови вилучення робочої рідини разом з продуктами ерозії із торцевого міжелектродного зазору, при яких застійні зони не утворюються.

В цьому зв'язку певний науковий та практичний інтерес представляють два способи прокачування робочої рідини в торцевому міжелектродному зазорі:

– спосіб прямого багатозонного прокачування з видаленням робочої рідини разом з продуктами ерозії крізь технологічні щілини, що розташовані між стержнями в монолітному пуансоні [3, с. 235]. Експериментальна перевірка даного способу прокачування показала, що процес успішно реалізується, але технологічні щілини суттєво зменшують міцність монолітного пуансона, бо є концентраторами напружень, що недопустимо при експлуатації штампа. Крім того, виникають суттєві труднощі виготовлення щілин в твердосплавному монолітному пуансоні;

– спосіб прямого багатозонного прокачування з видаленням робочої рідини разом з продуктами ерозії крізь технологічні щілини, що розташовані між отворами в електроді-інструменті (рис. 2). Даний спосіб не має вади попереднього, а тому є об'єктом дослідження даної статті.



1 – стержні; 2 – електрод-інструмент; 3 – торцевий МЕЗ; 4 – технологічна щілина;
5 – електрична дуга; 6 – лінія току робочої рідини

Рисунок 2 – Технологічна схема формоутворення монолітного пуансона з 2 стержнями прокачування, що пропонується

Метою роботи є експериментальне дослідження технологічних характеристик запропонованого способу РОД монолітних пуансонів з використанням вказаного вище способу прокачування.

Методика дослідження технологічних характеристик процесу РОД монолітних пуансонів передбачала будування їх математичних моделей. В якості факторів використовувалися: сила технологічного струму I (X_1), статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор $P_{ст}$ (X_2), кількість одночасно отриманих стержнів монолітного пуансона K (X_3). В якості робочої рідини використовувалося органічне середовище. Полярність обробки – зворотна. Матеріал електрода-заготовки – сталь У10А, загартована. Матеріал електрода-інструмента – графіт МПГ-7. Використовувався факторний план 2^3 (таблиця 1).

Таблиця 1 – Матриця планування експерименту

Фактор				I , А	$P_{ст}$, МПа	K , шт.						
Основний рівень (X_{io})				100	1,2	3						
Інтервал варіювання (ΔX_i)				50	0,4	1	M , мм ³ /хв	M_a , (мм ³ ·А)/хв	a , (кВт·год)/ кг	Ra , мкм	δ_B , мкм	γ_L , %
Верхній рівень ($X_i = +1$)				150	1,6	4						
Нижній рівень ($X_i = -1$)				50	0,8	2						
Код				x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6
Номер досліді	1	Порядок реалізації	6	+	+	+	549	6,10	13,92	19	0,10	0,49
	2		2	-	+	+	193	6,43	13,20	6,3	0,15	0,96
	3		5	+	-	+	762	8,46	10,03	20	0,15	0,36
	4		1	-	-	+	110	3,67	23,16	9,4	0,15	0,85
	5		7	+	+	-	937	10,41	8,15	23	0,15	0,99
	6		8	-	+	-	203	6,77	12,55	7,9	0,15	0,90
	7		3	+	-	-	826	9,18	9,25	22	0,25	0,76
	8		4	-	-	-	100	3,33	25,48	9,4	0,20	0,41
Досліди у центрі плану		1	0	0	0	470	7,83	10,84	14,6	0,15	0,74	
		2	0	0	0	458	7,63	11,12	14,7	0,17	0,70	
		3	0	0	0	390	6,33	13,40	14,4	0,15	0,77	
		4	0	0	0	380	6,66	12,73	14,5	0,17	0,68	

Значення факторів у кодовому (x_i) та натуральному (X_i) масштабах зв'язані співвідношеннями:

$$x_1 = \frac{X_1 - 60}{30}; \quad x_2 = \frac{X_2 - 1,2}{0,4}; \quad x_3 = \frac{X_3 - 3}{1}.$$

В результаті експериментальних досліджень:

– отримано математичну модель *продуктивності процесу* РОД монолітних пуансонів M (рис. 3). Показано, що найбільший вплив на M виявляє сила технологічного струму I , із підвищенням якої продуктивність обробки збільшується (рис. 4). Останнє підтверджує теплову природу РОД. Вплив фактора K , який характеризує кількість стержнів монолітного пуансона, що одночасно обробляються, значно менший, але має істотне значення. Із підвищенням K продуктивність обробки зменшується. Показано, що статичний тиск робочої рідини на вході потоку в міжелектродний зазор $P_{ст}$ на продуктивність обробки монолітних пуансонів зовсім не впливає. В умовах експерименту продуктивність обробки монолітних пуансонів змінювалася у межах від 100 до 937 мм³/хв., що в 1,2 – 2,3 рази більше порівняно з продуктивністю електроімпульсної обробки;

Продуктивність обробки M , мм ³ /хв
$y_1 = 460 + 240x_1 - 56,5x_3$
Питома продуктивність обробки M_a , мм ³ /А·хв
$y_2 = 6,08 + 1,74x_1$
Питома витрати електроенергії a , (кВт·год)/кг
$y_3 = 14,47 - 4,13x_1 - 2,51x_2$
Шорсткість поверхні після РОД, Ra , мкм
$y_4 = 14,6 + 6,37x_1 - 1,15x_2 - 7,6x_3$
Бічний міжелектродний зазор, δ_b , мм
$y_5 = 0,1625 - 0,025x_2 - 0,025x_3$
Відносний лінійний знос EI, γ_s , %
$y_6 = 0,1715 - 0,065x_1 + 0,12x_2 - 0,05x_3$

Рисунок 3 - Математичні моделі технологічних характеристик процесу РОД монолітних пуансонів (в кодовому вигляді)

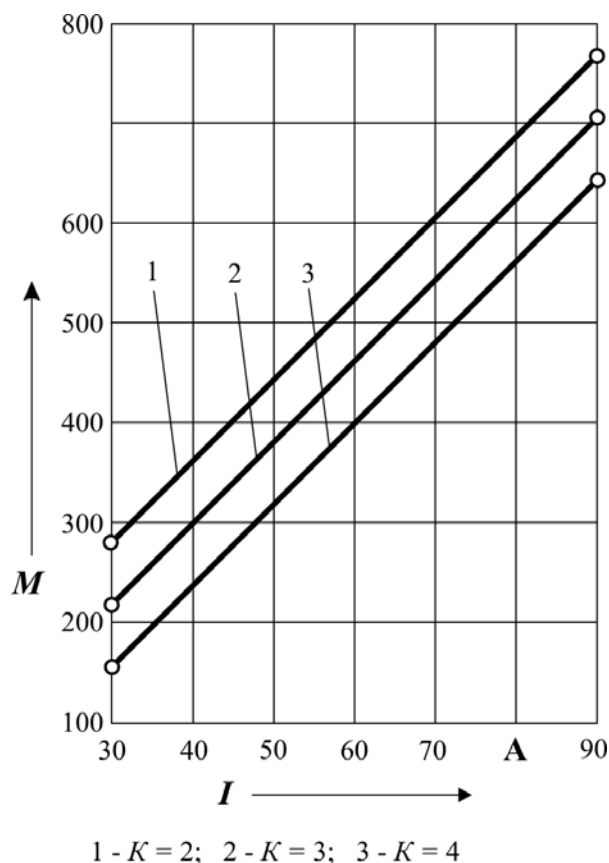


Рисунок 4 – Залежність продуктивності обробки M від I та K

— отримано математичну модель *питомої продуктивності* процесу РОД монолітних пуансонів M_a (рис. 3) Показано, що питома продуктивність обробки монолітних пуансонів не залежить від статичного тиску робочої рідини на вході в

міжелектродний зазор P_{cm} та кількості стержневих виступів на монолітному пуансоні K , а повністю визначається силою технологічного струму I . Причому, із підвищенням I питома продуктивність обробки збільшується. В умовах експерименту питома продуктивність обробки монолітних пуансонів змінювалася у межах від 3,33 до 10,41 мм³/А·хв;

– отримано математичну модель *питомої витрати електроенергії a* (рис. 3). Виявлено, що найбільший вплив на a виявляє сила технологічного струму I , із підвищенням якої питома витрата електроенергії зменшується. Таким чином, силу технологічного струму треба розглядати як головний керуючий фактор. Вплив статичного тиску робочої рідини на вході в міжелектродний зазор P_{cm} трохи менший, але має істотне значення. Із підвищенням P_{cm} питома витрата електроенергії зменшується. Показано, що фактор K , який визначає кількість стержневих виступів на монолітному пуансоні, що одночасно обробляються, не впливає на питому витрату електроенергії. В умовах експерименту питома витрата електроенергії при РОД монолітних пуансонів змінювалася у межах від 8,15 до 25,48 $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{кг}}$;

– отримано математичну модель *шорсткості бічної поверхні Ra* монолітного пуансона після РОД (рис. 3). Показано, що найбільший вплив на Ra виявляє фактор K , що характеризує кількість стержнів монолітного пуансона, що одночасно обробляються, причому, із підвищенням K шорсткість зменшується. Останнє пояснюється тим, що із підвищенням K зменшуються розміри одиничної зони прокачування, а отже зменшується гідравлічний опір течії робочої рідини в торцевому зазорі в кожній зоні. Це приводить до підвищення середньої швидкості потоку в торцевому зазорі, більшого стиснення електричної дуги, зменшення розмірів одиничної лунки, а отже до зменшення шорсткості поверхні після РОД. Фактор K треба розглядати як головний, керуючий. Вплив сили технологічного струму I трохи менший, але має істотне значення. Із підвищенням I шорсткість поверхні після РОД збільшується. Найменший вплив на шорсткість поверхні після РОД виявляє статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор P_{cm} , причому із підвищенням P_{cm} шорсткість зменшується. В умовах експерименту шорсткість поверхні після РОД змінювалася у межах від $Ra_{6,3}$ до Ra_{23} . Показано, що подальше зменшення шорсткості поверхні монолітних пуансонів після РОД пов'язано з технічними можливостями експериментального верстата в плані зменшення сили технологічного струму та підвищення статичного тиску робочої рідини на вході в міжелектродний зазор;

– отримано математичну модель *бічного міжелектродного зазору* (рис. 3). Показано, що обидва фактора P_{cm} та K виявляють однакову ступінь впливу на δ_B , причому із збільшенням їх міжелектродний зазор зменшується, а сила технологічного струму на δ_B не впливає. В умовах експерименту бічний міжелектродний зазор змінювався у межах від 0,10 до 0,25 мм\$;

– отримано математичну модель *відносного лінійного зносу графітового електрода-інструмента γ_L* (рис. 3), із якої витікає, що γ_L залежить від трьох факторів, а саме P_{cm} , I та K . Встановлено, що найбільший вплив на відносний лінійний знос електрода-інструмента виявляє статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор P_{cm} , із збільшенням якого γ_L збільшується. Фактор P_{cm} треба розглядати як головний, керуючий. Вплив сили технологічного струму I значно менший, але має суттєве значення. Із підвищенням I лінійний знос зменшується. Найменший вплив на відносний лінійний знос електрода-інструмента виявляє фактор K , що характеризує кількість стержнів монолітного пуансона, що одночасно обробляються. Із підвищенням K лінійний відносний знос електрода-інструмента зменшується. В умовах експерименту відносний лінійний знос графітового електрода-інструмента змінювався у межах від 0,36 до 0,99 %.

Із аналізу отриманих математичних моделей витікає, що спосіб РОД монолітних пуансонів доцільно використовувати при великій площі обробки в плані, яка може сягати декілька тисяч мм². Саме за таких умов можна досягнути високої продуктивності обробки, малого відносного зносу графітового електрода-інструмента при задовільній якості бічної поверхні.

Список літератури

1. Справочник конструктора штампов: Листовая штамповка / Под общ. ред. Л. И. Рудмана. – М.: Машиностроение, 1988. – 496 с.: ил.
2. Электрод-инструмент для изготовления деталей типа стержней: А. с. 148500 СССР, МКИ В 23 Н 1/04. / В. М. Боков, В. И. Носуленко, В. М. Жердый (СССР). - № 4191166/25-08; Заявлено 06.02.87; Опубл. 07.06.89, Бюл. № 21.
3. Боков В. М. Розмірне формоутворення поверхонь електричною дугою. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс-ЛТД», 2002. – 300 с.
4. Носуленко В. И., Мещеряков Г. Н. Размерная обработка металлов электрической дугой // Электронная обработка материалов. – 1981. -№1. – С.19-23.

Предложен и разработан новый высокопроизводительный способ размерной обработки дугой монолитных пуансонов и получены математические модели его технологических характеристик.

Suggested and worked out a new high-efficiency method of dimensional arc treatment of cast punches and received mathematical models of its technological characteristics.

Дослідження впливу конструктивних параметрів механізму паралельної структури на функціональні можливості верстата з паралельною кінематикою

В статті досліджується вплив конструктивних параметрів механізму паралельної структури на функціональні можливості верстата з паралельною кінематикою.

верстат, гексапод, механізм паралельної структури, ВПК, верстат з паралельною кінематикою

Одним з напрямків автоматизації гнучких виробничих систем є створення технологічного обладнання з паралельною кінематикою типу "гексапод". Таке обладнання може використовуватись не тільки у верстатобудуванні, а і в інших галузях народного господарства (робототехніка, автомобільна та сільськогосподарська техніка тощо).

Принципово важливим при створенні верстатів з паралельною кінематикою є визначення найбільш доцільних конструктивних параметрів гексаподів з точки зору виконання верстатом його функціонального призначення.

Дослідження цих залежностей наведено поетапно у відповідності до здійснюваних ними рухів. Типовими технологічними рухами верстатів є лінійні переміщення їх виконавчих органів.

При обробці різних деталей такі переміщення забезпечують рухи подачі (наприклад, при точінні, свердлінні, фрезеруванні та ін.), установчі переміщення ріжучих інструментів та деталей для забезпечення необхідного їх розміщення і т.п. Найбільш важливими в цьому плані слід вважати можливості переміщень рухомої платформи верстата з паралельною кінематикою по осі симетрії його конструкції та перпендикулярно до цієї осі.

Визначення таких можливостей гексапода виконуємо по розрахунковій схемі (рис. 1) та показнику переміщень по лінії:

$$K_{nl} = \frac{l}{L}.$$

На наведеній схемі показані слідуєчі позначення:

a, b – відповідно розмір (діаметр) нерухомої та рухомої платформ;

L – максимальна довжина штанг;

l_1 – поточна чи мінімальна довжина штанг;

l – величина переміщення рухомої платформи в напрямку осі симетрії гексапода;

H, h – відповідно максимальна та поточна (чи мінімальна) висота гексапода;

β, γ – кути нахилу штанг;

У відповідності до наведеної схеми максимальна висота гексаподу буде:

$$H^2 + \left(\frac{a-b}{2} \right)^2 = L^2$$

Звідки

$$H = \sqrt{L^2 - \left(\frac{a-b}{2} \right)^2}.$$

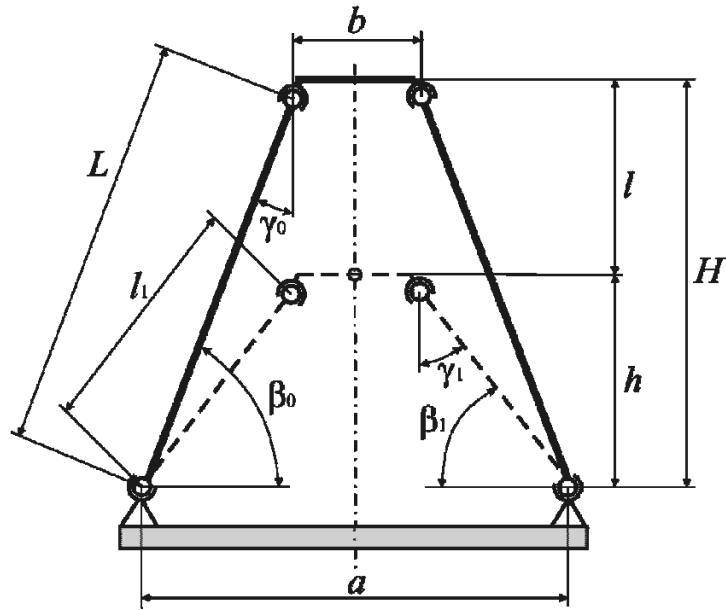


Рисунок 1 – Розрахункова схема гексапода

Введемо позначення:

– відношення розмірів платформ: $n = \frac{b}{a}$;

– відношення розміру нерухомої платформи до довжини штанг: $m = \frac{a}{L}$.

Згідно цих позначень висота гексапода буде:

$$H = \sqrt{L^2 - \left(\frac{1-n}{2}\right)^2 a^2} = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2}$$

Поточна чи мінімальна висота гексапода визначається подібно

$$h = \sqrt{l_1^2 - \left(\frac{a-b}{2}\right)^2}.$$

Введемо додаткове позначення відношення переміщень штанг: $i = \frac{l_1}{L}$.

Тоді,

$$h = L \sqrt{i^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2}.$$

Із наведених формул визначаємо величину переміщення платформи

$$l = H - h = L \left(\sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2} - \sqrt{i^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2} \right).$$

В наведених формулах позначимо складову $m \left(\frac{1-n}{2}\right) = c$, яку слід вважати основною конструктивною характеристикою гексапода, так як вона залежить від співвідношення основних його параметрів.

За умови цього позначення рух платформи буде

$$l = L \left(\sqrt{1 - c^2} - \sqrt{i^2 - c^2} \right).$$

Таким чином, вказана величина переміщень залежить від довжини штанг (L), величини відносного їх руху (i) та конструктивно-геометричних параметрів гексапода (c).

На основі наведеної формули побудовані графіки (рис. 2-4), які ілюструють вплив відзначених параметрів на показник переміщення гексапода по лінії його симетрії.

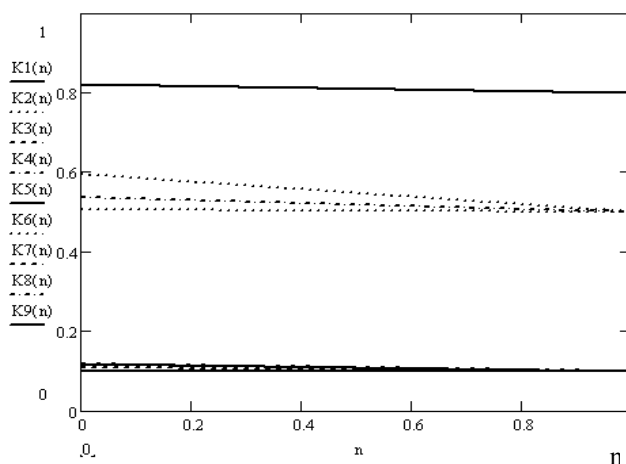


Рисунок 2 – Графік впливу відношення розмірів платформ на відносну величину переміщення $K_{пл}$

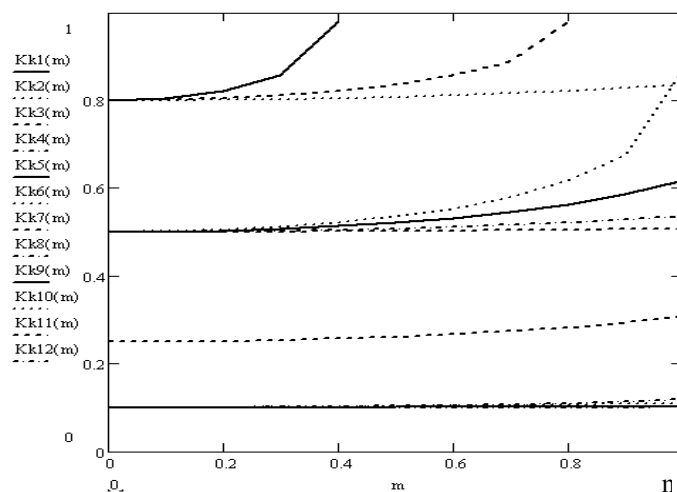


Рисунок 3 – Графік впливу відношення розміру нерухомої платформи до довжини штанг на відносну величину переміщення $K_{пл}$

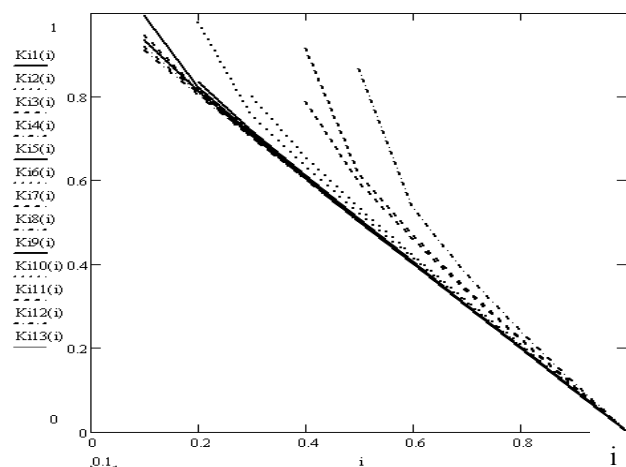


Рисунок 4 – Графік впливу відносної величини руху штанг на відносну величину переміщення $K_{пл}$

З наведених графіків слідує, що найбільший вплив на величину переміщення платформи здійснюється за рахунок зміни довжини (руху) штанг (рис. 4), що

визначається показником i . Тобто, чим більше переміщення та коротшою стає довжина штанг (l_1), а відповідно, меншим стає показник i .

Вплив конструктивних параметрів (відношення $n=b/a$) на функціональні можливості (рис. 2), вказує на доцільність зменшення розміру рухомої платформи, особливо при значному переміщенні штанг. Вплив відношення $m=a/L$ (рис. 3) дещо збільшує свій вплив на величину $K_{пл}$ в межах зростання від 0,5 до 1.

Список літератури

1. Павленко И.И. Основные показатели двигательных возможностей роботов. / Вестник машиностроения. – 1986. – №4. – С. 9-11.
2. Павленко И.И. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
3. Павленко И.И., Валявський І.А. Рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою. / Збірник наукових праць КНТУ / Техніка в сільськогосподарському машинобудуванні, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, КНТУ, 2008. – №21. – С. 304-310.
4. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. Під ред. Ю.М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.

В статье рассматривается влияние конструктивных параметров механизма параллельной структуры на функциональные возможности станка с параллельной кинематикой.

Influence of structural parameters of parallel structure mechanism on hexapod functional possibilities in the article.

**В.О. Кондратець, проф., канд. техн. наук, Ю.М. Пархоменко, асист.,
М.Д. Пархоменко, дир-р ІОЦ**

Кіровоградський національний технічний університет

Принципи формування та передачі даних зображення зернового потоку до ПК

В даній статті досліджено принципи формування та передачі даних зображення зернового потоку до ПК, наведено схему побудови пристрою реєстрації та комп'ютерної ідентифікації зернового потоку. Визначено принцип формування двійкового коду зображення зернового потоку та передачі його до ПК за допомогою мікроконтролера та протоколу передачі даних через швидкодійний USB інтерфейс. **пристрій реєстрації, система комп'ютерної ідентифікації, зерновий потік, передача даних, мікроконтролер, обмін інформацією, USB інтерфейс**

Зерновий сектор України є стратегічною галуззю економіки держави. В той же час, протягом останніх років по більшості зернових культур спостерігається зменшення показників урожайності та валового збору. За даними Держкомстату України урожайність зернових та зернобобових у 2004 році становила 28,3 ц/га, у 2005 - 26,0 ц/га, у 2006 - 24,1 ц/га. Урожайність пшениці у 2004 році становила 31,7 ц/га, у 2005 - 28,5 ц/га, у 2006 - 25,3 ц/га. Правда, у 2008 році було зібрано 53,3 млн тонн зерна (у вазі після доробки), що на 82% більше, ніж у 2007. Для порівняння, у 1990 році урожайність зернових та зернобобових в Україні становила 35,1 ц/га, пшениці - 40,2 ц/га. Урожайність зернових в країнах, які є постачальниками зерна на світовий ринок, за оцінками Департаменту сільського господарства США, у 2006 році становила: у Європейському Союзі - 48,7 ц/га, у США - 63,8 ц/га [1].

Тобто, урожайність зерна в Україні, всупереч усталених тверджень про високу родючість українських ґрунтів, сьогодні у рази поступається урожайності зернових у інших провідних зернових країнах. Виробництво зерна стає все більш залежним від впливів погодних факторів.

Для підвищення рентабельності виробництва зерна до 20÷40% та врожайності до рівня світових стандартів необхідно в першу чергу стимулювати: впровадження сучасних новітніх технологій виробництва, оновлення основних фондів та підвищення ефективності праці. Відомо, що сівба є одним із основних технологічних процесів в рослинництві. Вона повинна виконуватися якісно і в стислі строки. Якість сівби залежить від конструктивних параметрів сівалок, їх передпосівної підготовки і настройки на задану норму висіву, а також контролю процесу висіву в польових умовах. Скорочення темпів створення і сертифікації нової та модернізації існуючої посівної техніки, передпосівної підготовки і настройки на задану норму висіву сьогодні не можливе без наявності багатофункціональної системи реєстрації та комп'ютерної ідентифікації досліджуемого зернового потоку, який формується висівними системами різного типу.

Метою даної статті є дослідження принципів формування та передачі даних зображення зернового потоку до ПК, покладених в основу реалізації пристрою реєстрації та комп'ютерної ідентифікації зернового потоку, який має безпосереднє відношення до науково-дослідної роботи “Система комп'ютерної ідентифікації технологічного процесу висіву насіння зерновими сівалками” (державний реєстраційний номер 0107V005469).

Системи технічного зору знаходять широке застосування в геофізиці, біології, робототехніці, при автоматизації виробничих процесів, контролі продукції й ін. Вони складаються з блоків: реєстрації, попередньої обробки зображень і розпізнавання образів (рис. 1).

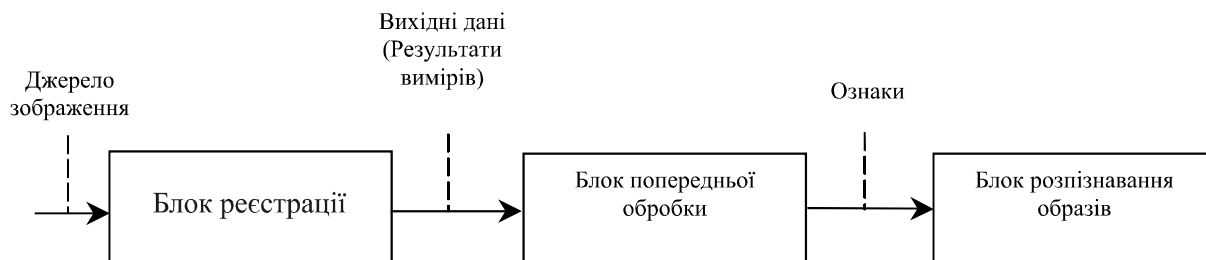


Рисунок 1 - Структурна схема системи технічного зору

Джерело зображення можна символічно представити у виді функції яскравості $F(x, y, t, \lambda)$ просторових координат x, y , часу t і довжин хвиль λ . При дослідженні стаціонарних процесів і сталості частотних характеристик випромінювачів яскравість зображення на вході оптичної системи (ОС) можна розглядати як безупинну функцію просторових координат $F_1(x, y)$.

Детальний аналіз шляхів реалізації пристрою реєстрації та комп'ютерної ідентифікації зернового потоку [2] показав, що найбільш перспективним принципом його побудови є, по аналогії з розглянутою вище системою технічного зору, послідовне з'єднання трьох функціональних вузлів: реєстрації; синхронізації, попередньої обробки та передачі даних; розпізнавання, обробки та друку результатів дослідження (рис.2).

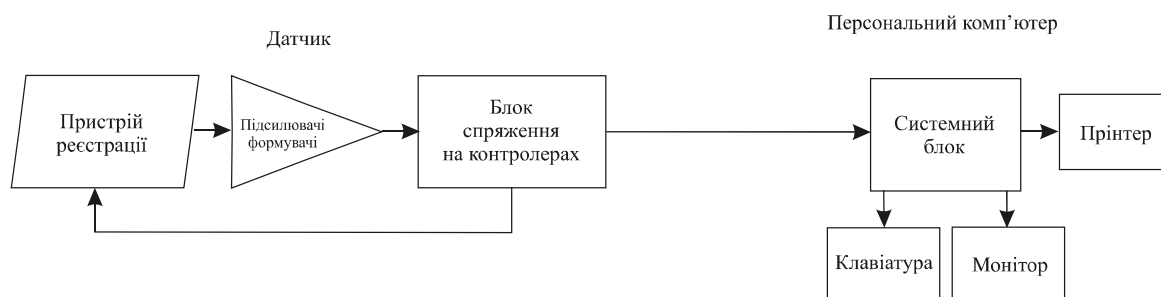


Рисунок 2 - Схема побудови пристрою реєстрації та комп'ютерної ідентифікації

В якості вузла реєстрації можна без змін використовувати реєструючу рамку та блок підсилювачів-формуваців відеосигналів діючого двох координатного оптико-електронного скануючого датчика. Так як оптимальна частота сканування датчика дорівнює $f_{opt} = 5\text{кГц}$, то тривалість такту засвічування – зчитування кожної із 8 груп $(T_0 \div T_7)$ дискретних оптичних пар дорівнює $T_i = 24\text{мкс}$. Це накладає жорсткі обмеження на програмування процесу формування, попередньої обробки та передачі даних до ПК. Відеосигнали зображення площини реєстрації з виходу восьми підсилювачів з періодом $T_i = 24\text{мкс}$ побайтно поступають на виходи вузла реєстрації.

Вузол синхронізації, попередньої обробки та передачі даних, що проектується, включає: 8 – розрядний RISC мікроконтролер AVR фірми Atmel; блок формування та реєстрації сигналів верхнього та нижнього рівнів; канал передачі бінарного коду зображень до ПК. Вказаний вузол повинен забезпечувати: формування і передачу через

порт мікроконтролера до входів дешифратора вузла реєстрації 3-х розрядного двійкового коду лічильника, стан якого програмно змінюється через кожні $T_0 = 24\text{мкс}$ (адресних сигналів сканування датчика); формування двійкового (бінарного) коду зображень, шляхом квантування за двома рівнями отриманих від вузла реєстрації відеосигналів, амплітуда яких залежить від ступеня затемнення оптичних пар, і занесення його в восьми розрядні буферні регістри верхнього RGH8 та нижнього RGL8 рівнів; зчитування з виходу регістрів RGH8, RGL8 та часткове впорядкування і накопичення прийнятих даних в проміжному буфері пам'яті; формування 64-бітного коду рядка верхнього RGH64 та нижнього RGL64 рівнів затемнення; формування результуючого RGR64 бінарного коду зображення зареєстрованого рядка і передача його до ПК через порт.

В якості вузла розпізнавання, обробки та друку результатів дослідження можна використовувати стандартний комплект персонального комп'ютера та принтера. На нього покладаються усі можливі варіанти обробки отриманої вхідної інформації та видачі параметрів контролю, а саме: розпізнавання образів, видачу сигналів про реєстрацію об'єктів, місця їх реєстрації в площині контролю, моменту сходження, ширини проекції вздовж координат X, Y та часу реєстрації кожного об'єкту. На підставі отриманих даних визначаються статистичні та динамічні параметри розподілу зернового потоку в площині контролю, уперек та вздовж рядка висіву, швидкість зерен, а також закони розподілу.

Розробка означеного принципу реалізації пристрою реєстрації та комп'ютерної ідентифікації зернового потоку базується на використанні сучасних засобів комп'ютерної та мікропроцесорної техніки, що значно спрощує виготовлення апаратної частини датчика, розширює його функціональні можливості, збільшує число параметрів ідентифікації зернового потоку і підвищує рівень та якість відображення результатів дослідження. Однак, на етапі проектування апаратної та розробки програмної частин пристрою реєстрації зернового потоку виникла проблема прискореної передачі даних до ПК через COM-порт. Технічна література говорить про можливість обміну інформації через COM-порт ПК зі швидкістю до 2Мбіт/с, однак на практиці реалізувати таку швидкість виявилось неможливим. В результаті аналізу можливостей персональних комп'ютерів та інформації з Інтернету було встановлено, що найбільша реальна швидкість безпомилкової передачі даних до ПК через COM-порт становить 115,2кбіт/с, що не розв'язує поставлену задачу. Це привело до необхідності проведення більш детального аналізу підпрограм, модернізації алгоритма головної програми та пошуку інших шляхів передачі даних до ПК.

Аналогові сигнали, з виходу вузла реєстрації, після квантування заносяться в буферні регістри верхнього RGH8 та нижнього рівнів RGL8 у формі двійкового коду, з виходу яких зчитуються через порти вводу-виходу в мікроконтролер. Первинне впорядкування бітів здійснюється ще на етапі побайтного приймання даних (RGH8, RGL8), а повне формування рядків верхнього RGH64 та нижнього RGL64 рівнів квантування здійснюється шляхом їх послідовного побітного сортування. Вихідний RGR64 результуючий код зображення скануємого рядка формується за принципом гістерезиса [3], шляхом порозрядного логічного порівняння двійкових кодів зображення поточного i -го рядка верхнього рівня RGH64, i -го рядка нижнього рівня RGL64 та результуючого коду RGR64 попереднього ($i-1$)-го рядка з використанням побітних операцій алгебри логіки за формулою:

$$RGR64_{i,j} = \overline{(RGL64_{i,j} \bullet RGR64_{i-1,j})} \bullet (RGH64_{i,j})$$

При цьому, в пам'ять комп'ютера через послідовний порт передається уже сформований двійковий код зображення рядка.

Так як більшість інструкцій в мікроконтролері виконуються за один такт процесора ($f_{CLK} = 16\text{Мгерц}$, $T_{CLK} = 0,0625\text{мкс}$) або пропорційні йому, то при написанні та налагодженні головної програми було визначено терміни виконання кожної окремої підпрограми та програм обробки переривань, які представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Терміни виконання підпрограм

№ п/п	Найменування підпрограми	К-сть тактів CPU	Термін виконання, мкс
1	Програма обробки переривань Date_OC1B	11	0,685
2	Програма обробки переривань Schet_OC1A	13	0,81
3	Пр-ма формування 0-го буфера Pr_Buf 0 (Tetr L)	25	1,56
4	Пр-ма формування 0-го буфера Pr_Buf 0 (Tetr H)	43	2,69
5	Пр-ма організації циклів Cycl_Buf0	15	0,93
6	Пр-ма формування 1-го буфера Pr_Buf 1	42	2,6
7	Пр-ма формування рядка нижнього рівня Pr_RGL	213	13,31
8	Пр-ма формування рядка верхнього рівня Pr_RGH	217	13,56
9	Пр-ма формування вихідного рядка Pr_RGR	145	9,06
10	Пр-ма передачі даних USART_Transmit	Залежить від швидкості обміну	

Отримані дані дозволяють визначити послідовність виконання окремих підпрограм в межах жорсткого режиму роботи датчика. Наприклад, програма обробки переривань OC1B виконує зчитування двох байтів даних з виходів буферних регістрів RGH8 та RGL8 в тимчасові регістри загального користування мікроконтролера за термін 0,685мкс, тобто в межах дії ШІМ сигналу тривалістю $\tau = 1\text{мкс}$. Програма зміни стану лічильника і передачі адресних сигналів сканування реєструючої рамки датчика запускається після формування сигналу переривання OC1A і виконується 0,81мкс. В кожному такті сканування тривалістю $T_0 = 24\text{мкс}$ обов'язковими до виконання є програми обробки переривань Data_OC1B, Schet_OC1A, програма формування 0-го буфера даних Pr_Buf0 (TetrL) або Pr_Buf0 (TetrH) та програма організації циклів Cycl_Buf0 сумарний термін виконання яких складає 4,3÷5,5мкс. Теоретично, за період такту сканування ($T_0 = 24\text{мкс}$) вільними від виконання базових програм залишається біля 19мкс, а за термін формування усього рядка $19 \cdot 8 = 152\text{мкс}$. Цього часу достатньо для виконання близько 2400 інструкцій, в тому числі і програм обробки та передачі даних. Рішення про послідовність виконання тієї або іншої підпрограми визначається на підставі алгоритму роботи головної програми, терміну виконання підпрограми та вільного терміну часу в черговому такті сканування. Черговість та часова діаграма роботи усієї програми представлена на рис. 3.

Перші два рядка часової діаграми визначають послідовність та терміни виконання базових програм: Data_OC1B, Schet_OC1A, Pr_Buf0 (TetrL) або Pr_Buf0 (TetrH) та Pr_Cycl0, сумарний термін виконання яких в перших чотирьох тактах складає 3,98мкс, а в наступних чотирьох 5,16мкс. Третій рядок відображає

послідовність виконання інших підпрограм попередньої обробки даних за період сканування тактів $T0 \div T3$. Вільні терміни часу тактів сканування $T4 \div T7$ можуть бути використані для передачі даних до ПК.

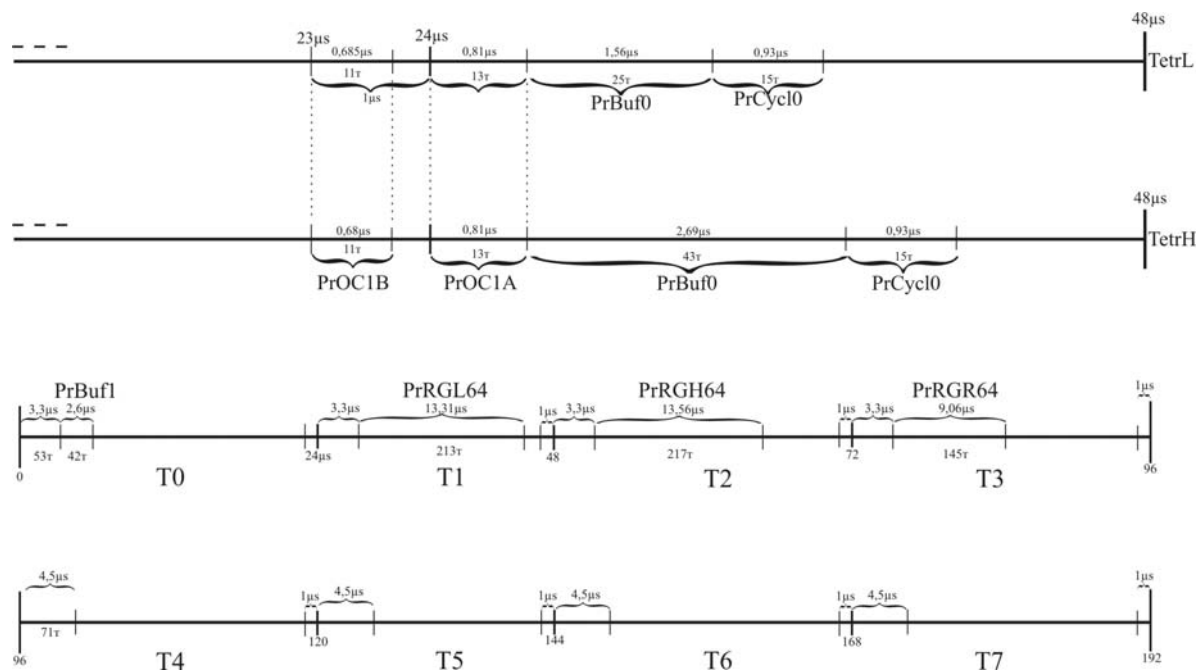


Рисунок 3 – Часова діаграма роботи головної програми

Перший варіант розробленого вузла синхронізації, попередньої обробки та передачі даних до ПК включає: 8 – розрядний RISC мікроконтролер AVR фірми Atmel, типу ATmega16; блок формування та реєстрації сигналів верхнього та нижнього рівнів та канал RS-232 передачі бінарного коду зображень до ПК. Однак, цей варіант розробки не отримав практичної реалізації, так як він базувався на передачі даних до ПК на швидкості 2Мбіт/с. Вказана швидкість дозволяла здійснювати передачу двох байтів даних за термін дії одного такту. Тобто, за чотири такти сканування $T4 \div T7$ планувалося передавати до ПК весь рядок результату RGR64. Так як реальна швидкість передачі даних до ПК через COM – порт не перевищує 115,2Кбіт/с, то така реалізація виявилася не здійсненою.

Для того, щоб розв'язати цю проблему було введено другий мікроконтролер, призначений для передачі даних до ПК. Тип мікроконтролера обрано аналогічний попередньому. Підвищення швидкості обміну стало можливим завдяки застосуванню двунправленого перетворювача послідовного інтерфейсу УСАПП в USB (типу FT232R), що вмонтований в модуль UM232R. Цей модуль забезпечує швидкість передачі даних по послідовному порту до 921Кбіт/с. Перетворювач УСАПП – USB FT232R підтримує безпомилкову передачу даних в діапазоні швидкостей від 300біт/с до 3Мбіт/с на стороні USB порту.

Обмін інформацією між головним та проміжним мікроконтролерами здійснюється через SPI інтерфейс на швидкості 4Мбіт/с. Це дозволяє передати за вільний термін часу одного такту сканування 4 байта даних результуючого рядка даних RGR64. Тобто, весь рядок результату можна передати в проміжний контролер за четвертий $T4$ та п'ятий $T5$ такти сканування, що збільшує термін роботи проміжного контролера.

Передача даних до ПК проміжним контролером через послідовний порт вмонтованого модуля UM232 на швидкості 921кБіт/с може бути здійснена за термін дії шести тактів сканування $T_0 \div T_3$ та $T_6 \div T_7$.

Запропонований принцип реалізації пристрою реєстрації та комп'ютерної ідентифікації зернового потоку, з використанням мікро контролера та протоколу передачі даних до ПК через швидкодіючий USB інтерфейс, може знайти практичне застосування в реальних системах контролю роботи висівних апаратів зернових сівалок.

Список літератури

1. Концепція державної цільової програми «Зерно України-2008-2015». – Портал Украинской зерновой ассоциации, www.uga.org.ua.
2. Пархоменко Ю.М. Дослідження підходів до реалізації пристрою реєстрації та ідентифікації зернового потоку. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомч. наук.–техн. зб-к. – КНТУ, 2007. - №37. – С.126-131.
3. Пархоменко М.Д., Пархоменко Ю.М. Принципы формирования дискретных изображений в системах технического зрения // Журнал “Штучний інтелект”, ІПШІ МОН і НАН України “Наука і освіта”. - Донецьк, 2005 - №3 - с.671-681.

В данной статье исследованы принципы формирования и передачи изображения зернового потока в ПК, приведена схема построения устройства регистрации и компьютерной идентификации зернового потока. Определено принцип формирования двоичного кода изображения зернового потока и передачи его в ПК с помощью микроконтроллера и протокола передачи данных через высокоскоростной USB интерфейс.

In this article principles of forming and transferring the image of corn stream are investigational in the personal COMPUTER, the chart of construction of device of registration and computer authentication of corn stream is resulted. Principle of forming of binary code of image of corn stream and transmission of him is certain in the personal COMPUTER by a microcontroller and protocol of communication of data through the high-speed USB interface.

ЗМІСТ

<i>Булгаков В.М., Черновол М.И., Свирень Н.А.</i> Теоретические исследования роторного ботвосрезающего аппарата	3
<i>Сисолін П.В.</i> Нова конструкція універсальної зернотукової сівалки	17
<i>Литвин С.Н., Швец И.А., Малютин П.В.</i> Исследование элементов топливной аппаратуры двигателей работающих на газообразных топливах	22
<i>Лімонт А.С.</i> Концентрація посівів льону-довгунцю як фактор механізованого виробництва культури	27
<i>Філімоніхін Г.Б., Гуцул В.І.</i> Вплив аеродинамічної сили на умови статичного зрівноваження автобалансирами крильчатки осьового вентилятора.....	33
<i>Филимоных Г.Б., Филимоных И.И., Дубовик В.А.</i> Уравновешивание пассивными автобалансирами ротора с неподвижной точкой и симметричными вязко-упругими опорами	39
<i>Сабірзянов Т.Г., Кропивна А.В.</i> Дослідження вібраційних процесів у сільськогосподарських машинах оптичними методами.....	43
<i>Броварець О.О.</i> Технологічний модуль моніторингу стану сільськогосподарських угідь	47
<i>Носуленко В.І., Леценко С.М., Гончаров В.В., Васильковський М.І.</i> Теоретичний аналіз розділення зернових сумішей багатоструменевим ділильником перед введенням матеріалу в зону пневмосепарації.....	52
<i>Смашнюк О.В., Соколенко О.М., Голопана В.М.</i> Особливості підготовки зернозбиральних комбайнів для ефективного їх використання	60
<i>Степаненко С.П.</i> Математичне моделювання коливального руху зернівки на решітному стані вібропневматичного сепаратора	66
<i>Гайденко О.М.</i> Параметри поршневого ущільнювача соломистого субстрату	73
<i>Хоменко С.М.</i> Застосування методу аналізу розмірностей при моделюванні транспортерів машин для внесення твердих органічних добрив	77
<i>Матвійченко В.С.</i> Про підвищення зносостійкості лемішних робочих органів ґрунтообробних машин.....	83
<i>Заєць М.Л.</i> Обґрунтування оптимальної величини ексцентриситету установки розподільника сошника для розкидного способу сівки сільськогосподарських культур	87
<i>Артюхов А.М., Оришака О.В., Оришака В.О.</i> Дослідження вихідної швидкості сипкого матеріалу з постачального пристрою гравітаційно-роторного типу.....	92
<i>Павлюк-Мороз В.А., Осін Р.А., Чабанний В.Я.</i> Стенд для перевірки ресурсу шестеренних насосів	97
<i>Яцун В.В., Філімоніхін Г.Б.</i> Експериментальне дослідження ефективності зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами.....	100

<i>Бруцький О.П., Василенко І.Ф., Василенко Ф.І., Рева О.М.</i> Відновлення підшипників ковзання сільськогосподарських машин композиційними тонкошаровими покриттями, обробленими ультразвуком	106
<i>Носуленко В.І., Великий П.М., Гаращенко Ю.М.</i> Поділ пруткового металу на мірні заготовки способом розмірної обробки дугою	109
<i>Ковришкін М.О., Сабірзянов Т.Г., Садченко О.І.</i> Особливості конструювання підшипникових вузлів для черв'яків з угнутих профілем витка	113
<i>Черновол М.І., Валявський І.А., Кириченко А.М.</i> Експериментальне вимірювання пружних переміщень виконавчого органа верстата-гексапода	119
<i>Сало В.М., Годунко М.О.,</i> Аналіз основних умов впровадження промислових роботів у сільськогосподарське машинобудування	125
<i>Філімоніхін Г.Б., Мажара В.А.</i> Вплив часу відведення інструментальної головки на продуктивність роботизованого комплексу	129
<i>Шмат С.І., Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В., Резніченко В.А.</i> Визначення форми напрямної кривої скидача п'яти сошника.....	133
<i>Шмат С.І., Гамалій В.Ф., Рева О.М., Лузан П.Г., Мачок Ю.В., Воротнюк В.В.</i> Дослідження і розробка удосконаленої конфігурації стрілкової лапи культиватора	137
<i>Кондратець В.О., Рева О.М., Сербул О.М.</i> Теоретичне дослідження стохастичної САР розрідження пульпи в кульовому млині з циркулюючим навантаженням.....	142
<i>Сидоренко В.В., Васильковський О.М., Петренко Д.І.</i> Обґрунтування ширини робочого каналу пруткового барабану відцентрово- пневматичного сепаратора зерна.....	149
<i>Коваленко О.В., Філімоніхін Г.Б.</i> Експериментальне дослідження ефективності застосування кульових автобалансирів для зменшення вібрацій ручних шліфувальних машин	154
<i>Криськов О.Д.</i> Технологія фрикційного формоутворення нероз'ємних вузлів	162
<i>Булгаков В.М., Черновол М.І., Свірень М.О., Головач І.В.</i> Диференціальні рівняння ударної взаємодії викопуючого органу з коренеплодом буряку	168
<i>Nowak Janusz.</i> Output of round balers.....	179
<i>Герук С.М., Борак К.В., Нечипоренко В.О.</i> Дослідження зношування робочих органів дискових борін	184
<i>Лісовий І.О.</i> Аналіз кінематики руху і обґрунтування конструктивних параметрів зубчастого диска-очисника для прямого посіву.....	191
<i>Лещенко С.М.</i> Результати експериментальних досліджень багатоструменевого способу введення матеріалу в повітряно-інерційних зерноочисних машинах замкнутого типу	199
<i>Собінов О.Г., Минайленко Р.М.</i> Моделювання впливу резонансних коливань на режими роботи асинхронного приводу норії	206
<i>Сидоренко В.В., Смирнова Н.В., Помазан Л.В.</i> Система управління приводом робочого інструмента станка размерной обработки дугой	212

<i>Сало І.М., Скринник І. О.</i> Вплив основних параметрів зерносушарки каскадного типу на процес сушіння зернових культур у псевдорозрідженому стані	215
<i>Кришкін Б.Б., Демонський Д.І., Сімончик Є.О.</i> Моніторинг процесів тріщиноутворення в робочих деталях технічних систем ковальсько-штампувального виробництва.....	221
<i>Кришкін Б.Б.</i> Фахове супроводження змін у топографіях контактних поверхонь робочих деталей штампів холодного об'ємного штампування.....	227
<i>Герук С.М., Міненко С.В.</i> Методика планування експерименту з визначення оптимальних параметрів розрихлювача-вирівнювача картоплезбиральної машини....	234
<i>Валявський І.А., Павленко І.І.</i> Теоретичне дослідження особливих положень верстатів-гексаподів	238
<i>Мануйлов В.Ф., Казанцев Ю.І., Коновалов І.В., Флакей І.В.</i> Особливості розрахунку систем релейного захисту з дешунтуванням катушок відключення електромагніту приводу вимикача	243
<i>Мануйлов В.Ф., Казанцев Ю.І., Коновалов І.В., Флакей І.В.</i> Підвищення надійності комутації батарей статичних конденсаторів	246
<i>Капелюшний Ф.М., Калита М.М., Катеринич С.Є., Солових А.Є.</i> Вплив експлуатаційних факторів на зношування гільз циліндрів двигунів внутрішнього згорання	250
<i>Стеценко О.С.</i> Зносостійкість інструментів із твердого сплаву Т15К6 з багатокомпонентними карбідними покриттями.....	254
<i>Петренко М.М., Скринник І.О., Скринник М.О., Богатирьов Д.В., Кислун О. А.</i> Модель зміни шпаруватості псевдорозрідження шару насіння на каскадах зерносушарки.....	258
<i>Капелюшний Ф.М., Реп'ях В.В., Катеринич С.Є.</i> Вплив режимів електроконтактного нагрівання на деформацію втулок при їх відновленні	265
<i>Боков В.М., Троян М.В.</i> Підвищення якості витягування деталей.....	268
<i>Боков В. М.</i> Фізичні особливості утворення мікрорельєфу поверхні електроерозійної лунки	274
<i>Боков В. М., Павленко О. В.</i> Монолітний пуансон як об'єкт обробки.....	278
<i>Павленко І.І., Валявський І.А.</i> Дослідження впливу конструктивних параметрів механізму паралельної структури на функціональні можливості верстата з паралельною кінематикою.....	284
<i>Кондратець В.О., Пархоменко Ю.М., Пархоменко М.Д.</i> Принципи формування та передачі даних зображення зернового потоку до ПК	288

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 38

Відповідальний за випуск: М.М. Косінов

Комп'ютерна верстка: Є.В. Малежик

Тиражування: Ю.М. Рубан

Здано в набір 08.12.2008. Підписано до друку 26.12.2008. Формат 60x84 1/8.

Умов. друк. арк. 27,38. Обл. вид. арк. 28,26.

Тираж 300 прим. Зам. № 45/2008.

© РВЛ КНТУ, м.Кіровоград, пр. Університетський, 8, те. 39-05-41,55-92-45