

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Кіровоградський національний технічний університет

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ  
КІРОВОГРАДСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО  
УНІВЕРСИТЕТУ**

**техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве  
машинобудування, автоматизація**

В и п у с к 21

Заснований в 2001 р.

Кіровоград 2008

ББК 34.751+32.965=31

УДК 62:631.3

Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету /техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація/– вип. 21 – Кіровоград: КНТУ, 2008. – 326 с.

В збірнику представлені статті, присвячені проблемам проектування та експлуатації сільськогосподарської техніки, технології виробництва, енергозбереження, автоматизації в промисловості та сільському господарстві. Наведені практичні рекомендації по використанню результатів досліджень у галузях народного господарства.

Збірник є фаховим виданням, в якому публікуються основні результати наукових досліджень вчених, аспірантів університету, а також інших навчальних закладів та промислових підприємств України.

Збірник розрахований на наукових, науково-технічних працівників різних галузей науки та техніки, ВНЗ, здобувачів вчених ступенів і звань.

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

Відповідальний редактор: д-р техн. наук, проф. Черновол М.І.

Редакційна колегія: Віхрова Л.Г., канд. техн. наук, проф. (науковий редактор за напрямком «Автоматизація»), Гамалій В.Ф., д-р ф.-м. наук, проф., Кропивний В.М., канд. техн. наук, проф. (заступник відповідального редактора), Осадчий С.І. канд. техн. наук, доц., Павленко І.І., д-р техн. наук, проф. (науковий редактор за напрямком «Галузеве машинобудування»), Пестунов В.М., канд. техн. наук, проф., Петренюк А.Я., д-р ф.-м. наук, проф., Сабірзянов Т.Г., д-р техн. наук, проф., Сидоренко В.В., д-р техн. наук, проф., Сисолін П.В., канд. техн. наук, проф. (науковий редактор за напрямком «Техніка в сільськогосподарському виробництві»), Філімоніхін Г.Б., д-р техн. наук, проф., Шепеленко І.В., канд. техн. наук, доц. (відповідальний секретар).

Адреса реакційної колегії: 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський,8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 390-472, 390-437, 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 №4 від 1999р.)

## **Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація**

Збірник наукових праць Кіровоградського  
національного технічного університету

Випуск 21

Реєстраційне свідоцтво: серія КГ № 0248-У від 07.03.2001 р.

**М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, А.В. Кропівна, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**В.Б. Струтинський, проф., д-р техн. наук**

*Національний технічний університет України „КПІ”*

## Спектральні характеристики вібраційних параметрів токарного багатощиндельного автомата

В статті приведені результати експериментального визначення вібраційних параметрів токарних багатощиндельних автоматів. Визначені резонансні частоти вібраційних збурень в динамічній системі токарного багатощиндельного автомата 1Б2656К.

**токарні багатощиндельні автомати, шуми, вібрації, спектральні характеристики**

Однією з причин інтенсивних вібрацій токарних багатощиндельних автоматів є механічні приводи верстата, зокрема привод головного руху. В роботі [1], шляхом вивчення робочих процесів основних вузлів і агрегатів верстата, встановлено основні причини вібрацій. Зокрема встановлено, що основними джерелами вібрацій є обертові заготовки, які опираються в напрямних трубах. Причинами вібрацій є також механічні приводи верстата, зокрема привод головного руху, зокрема це: - невірноваженість деталей приводу верстата, похибки статичного і динамічного балансування, похибки форми деталей підшипників валів, похибки установки і монтажу підшипників кочення, деформації деталей опор, зміни умов змащення в підшипниках.

В даній роботі приведено результати експериментального визначення спектральних характеристик вібраційних параметрів токарного багатощиндельного автомата 1Б2656К.

Методика експериментальних досліджень віброакустичних параметрів токарного багатощиндельного автомата включала безпосередні виміри параметрів шуму і вібрацій за стандартними методиками з наступною обробкою результатів методами спектрального аналізу випадкових процесів. При проведенні досліджень віброакустичних характеристик керувалися положеннями наступних стандартів: ДСТУ 2954:2004 „Вібрація машин із зворотно поступальним й обертальним рухом. Вимоги до засобів вимірювання”, ДСТУ 230-5:2004 „Випробовування станків. Частина 5. Визначення шумових характеристик”, ГОСТ 12.1.023-80 „Методы установления значений шумовых характеристик стационарных машин”, ГОСТ 26043-83 „Вибрация. Динамические характеристики стационарных машин”, ГОСТ 24408-87 „Шум, Методы статистической обработки результатов определения и контроля уровня шума, излучаемого машинами”.

Для реєстрації та аналізу віброакустичних характеристик токарного багатощиндельного автомата використано комплект апаратури фірми „Брюль і К'єр” (Данія) у складі чотириканального вимірювально-реєструючого магнітофона моделі 7005, підсилювача моделі 2535, п'єзоелектричних акселерометрів типу 4370, вузькосмугового частотного аналізатора моделі 2033, одноканального самописця рівня моделі 2307.

Експериментальні дослідження здійснювались безпосередньо на верстатній ділянці механоскладального після закінчення внутрішньоцехових робіт при відсутності зовнішніх джерел віброакустичних збурень. Шумові характеристики токарного

багатошпindelного автомата вимірювались шумоміром моделі 2309 з частотним діапазоном до 29 кГц.

Віброакустичні властивості верстата визначені по експериментальним спектрам коливань. Спектральний аналіз віброакустичних процесів здійснювався за допомогою вузькосмугового аналізатора моделі 2033. Усереднені спектри процесу виводились для візуального спостереження та аналізу на екран аналізатора спектру. За допомогою пристрою реєстрації спектри виводились в графічному вигляді на частотно-градуйовану шкалу.

Записи рівня шуму токарного багатошпindelного автомата здійснено при обробці циліндричних деталей діаметром 40 мм із пруткової заготовки діаметром 45 мм із сталі 45. Обробка здійснена при частотах обертання шпинделів верстата 65 об/хв..

В спектрах просліджуються головні резонанси на частотах 845 та 940 Гц. Дані збурення виникають в приводі головного руху. В результаті аналізу встановлено, що частоти 930...960 Гц відповідають вібраційним збуренням зуб-частої передачі від вала I до вала II та вібраційним збуренням в електродвигуні. Інтенсивність спектра вібрацій на частотах 940...950 Гц складає 71...75 дБ.

Резонансна частота 845 Гц відповідає частоті передачі від вала II до вала III. Інтенсивність спектра на даних частотах складає 72..75 дБ.

На спектрах вібрацій простежуються резонанси на частотах 49; 98; 145; 195 Гц. Дані резонансні частоти співпадають з частотою струму живлення електродвигуна. Інші частоти обумовлені кратними гармоніками невірнова-жених обертових деталей електродвигуна і вала I.

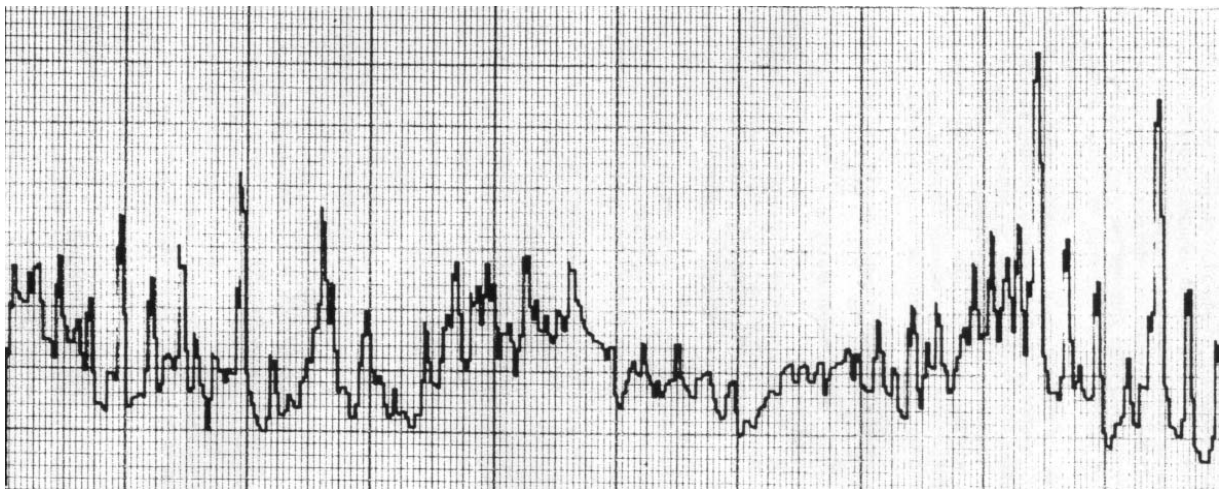


Рисунок 1 – Спектр вібрацій токарного багатошпindelного автомата на холостому ходу при частоті обертання шпинделя 61 об/хв

В процесі виконання досліджень визначено середні рівні шуму і вібрацій окремих ділянок динамічної системи верстата і блока напрямних труб. Встановлено, що середній рівень вібрацій загалом сягає 84...86 дБ в діапазоні частот 8...64 Гц. В діапазоні частот 64...2000 Гц загальний рівень вібрацій не перевершує 80 дБ. В той же час рівень вібрацій корпусу (стійка) напрямної труби під час ударів заготовки значно перевищує середні значення. В окремих випадках зафіксовані значення загального рівня вібрацій 112 дБ в частотному діапазоні 500...1000 Гц.

## Висновки

Однією з причин вібрацій токарних багатошпindelних автоматів є вібрації заготовки, що обертається у напрямних трубах, а також механічні приводи верстата,

зокрема привод головного руху. В приводі головного руху резонансні частоти відповідають вібраційним збуренням зубчастої передачі від вала I до вала II, передачі від вала II до вала III та вібраційним збуренням в електродвигуні.

## Список літератури

1. Струтинський В.Б., Кропивна А.В, Черновол М.І. Вібраційні параметри вузлів токарного багатшпindelного автомата // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Випуск 20. Кіровоград, 2008. -С.76-80.

В статье приведены результаты экспериментального определения вибрационных параметров токарных многошпиндельных автоматов. Определены резонансные частоты вибрационных возмущений в динамической системе токарного многошпиндельного автомата 1Б2656К.

In article results of experimental definition of vibration parametres of multi-spindle rod automats. Resonant frequencies of vibrating indignations are certain in dynamic system of multi-spindle rod automats of 1Б2656К.

## Дослідження динаміки структуроутворення епоксикомпозитів на багатовимірних просторових формах

Розглядається вплив граничного параметра рівномірного поширення зовнішніх поверхневих шарів часток дисперсного наповнювача у епоксикомпозитах. Підтверджено наявність анізотропії параметрів формування поверхневих шарів по різних напрямках відносно центрів дисперсних часток. **епоксикомпозит, структуроутворення, зовнішні поверхневі шари, дисперсний наповнювач, поширення**

**Вступ.** Введення дисперсного наповнювача в матрицю в процесі формування композитних матеріалів (КМ) приводить до зміни ступеня зшивання останньої [1, 2], при цьому навколо часток наповнювача утворюються зовнішні шари значної протяжності [3, 4], які за своїми фізико-механічними властивостями відрізняються від властивостей матеріалу матриці в об'ємі КМ. Окреслення контурів зовнішніх поверхневих шарів (ЗПШ) окремих часток (зерен) є одним із способів оцінки властивостей композитів.

Контроль за динамікою формування мікроструктур епоксикомпозитів у процесі тверднення представляє собою за звичай погляд із “далекого минулого” (300 год.), достатньо віддаленого від початку процесу формування. Розглядаючи процес в цілому, можна виділити два типи розвитку ЗПШ: рівно- і різночасовості, які ґрунтуються на двох різних критеріях. Згідно першого критерію порядок слідування прояву ЗПШ визначається проекціями потенціалів (як спосіб опису просторової анізотропії композиту) точок на відповідні площини координат [5]. Згідно ж другого критерію досліджуваний порядок визначався б черговістю прояву відповідних точок ЗПШ в часі.

Перший, координатно-геометричний критерій, не допускає реалізації абсолютної рівномірності. При цьому була б втрачена можливість передбачення перспективи формування структур композиту. Невідомим, по суті, був би напрямок перебігу зліченної послідовності спостережуваних станів КМ (від попередніх до наступних) у силу того, що термодинаміка характеризує додатній напрям часу як спонтанне розгортання подій, при якому зростає ентропія.

Визнати, що минулий стан відрізняється від майбутнього як існуюче від не існуючого, - значить, визнати реальність переходу від не проявленого стану до проявленого. Приймаючи його для кожної магістральної лінії поширення зони ЗПШ окремо, ми повинні поставити і розв'язати питання про зв'язок між процесами прояву різних магістральних ліній поширення ЗПШ, що відповідає даній моделі і які не можуть реалізуватись в повній ізоляції, враховуючи їх взаємозв'язок. Магістральні лінії – прямі чи криві, прийняті в вибраній системі координат для задання зміни параметра, що може описувати поширення змін в структурі КМ. Явище руху точок-показників розглядуваної моделі представляє множину точок фіксації змін потенціалу і є подібним за своєю геометричною природою до явища розповсюдження імпульсного сигналу, який відповідає величині зміни стану (потенціалу) за одиницю часу.

**Мета роботи** – дослідити вплив граничного параметра  $c$  такого, що має зміст інтенсивності і дає можливість проводити системні вимірювання початку і кінця появи тієї чи іншої міри прояву ЗПШ.

**Матеріали для досліджень.** Нерівномірність розвитку структур ЗПШ розглянемо на прикладі зразка епоксикомпозиту на основі зв'язувача - епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20. Тверднення здійснювали поліетеленполіаміном (ПЕПА). В якості дисперсного (63 мкм) наповнювача використано ферит марки 1500 НМЗ. Досліджували область КМ, що прилягає до вибраного ізольованого зерна наповнювача.

**Обговорення результатів.** У даному дослідженні ми виходитимемо з припущення, що такий процес може бути змодельований шляхом застосування певних просторових форм псевдоевклідового простору. У такій моделі сукупність точок, що відділяють на кожній магістральній лінії проявлену частину її від непроявленої, утворюють межу криву (границю) між проявленою і непроявленою областями простору розповсюдження ЗПШ. Назвемо цю криву фронтом проявлення. У точках, до яких процес проявлення ще не дійшов, передача характеристик ЗПШ не відбувається.

Таке тлумачення про фронт прояву не суперечить координатно-геометричним відмінностям між минулим та майбутнім, коли в якості параметру якісних змін вибрано час.

Однак, одночасовість на магістральних лініях може втратити абсолютний характер і прийняти відносну форму у деякій іншій координатній системі. Кожне фіксоване положення фронту прояву, зображеного на рис. 1, включає в себе магістральні точки, які разом переходять від неіснування до існування, тобто є абсолютно рівночасовими. Проявляються ж магістральні лінії лише тому, що змінюється структура об'ємних зон (елементарних комірок крупнозернистості) епоксикомпозиту в залежності від умов формування ЗПШ. Можливе і необхідне представлення про зворотній процес як прояву факторів поновлення, що знайде своє відображення по всіх магістральних лініях. Фронт проявлення (А) тут перетворюється у фронт стирання (В).

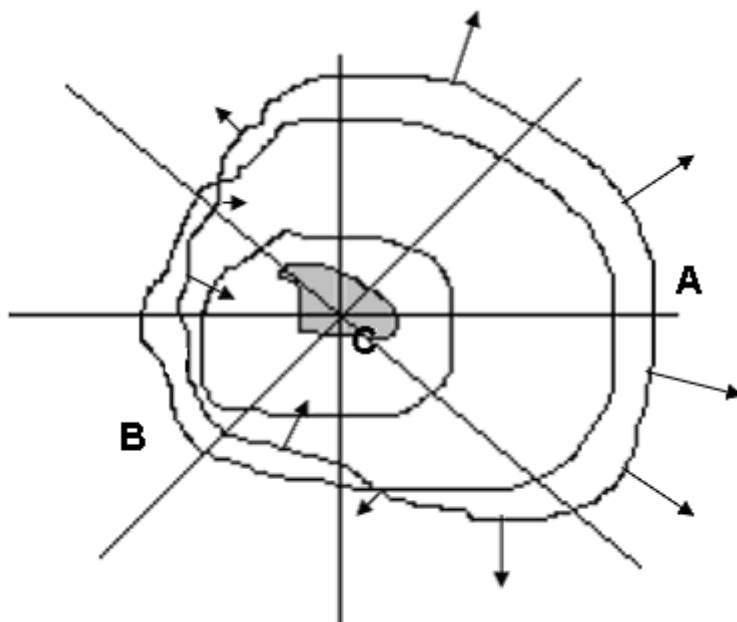


Рисунок 1 - Діаграма багатомірного процесу прояву фронтів ЗПШ ізольованої дисперсної частки вздовж вибраних магістральних ліній

Виходячи з емпіричних даних, можна визначити константу  $c$ , що представляє собою граничний рівень прояву характеристик ЗПШ у двовимірному лінійному просторі із ненульовою кривизною за одиничний проміжок часу. Тоді геометрія моделі визначається диференціальним співвідношенням:

$$ds^2 = c^2 dT^2 - dx^2 - dy^2, \quad (1)$$

де  $ds^2$  є інваріантою, величина якої не залежить від вибору координат;

$dT$  - часовий вимір прояву ЗПШ на відтинку  $dl$ , ( $dl^2 = dx^2 + dy^2$ ).

Інтервал  $ds^2$  складається з двох частин – додатньої, що має часовоподібний характер та від'ємної – просторовоподібної. У різних системах відліку цей показник буде різним і тому поняття довжини двовимірного відрізка як еталона виміру в побудованій таким чином моделі не буде мати абсолютного характеру. Найбільш простим випадком моделі є вимірювання просторових характеристик ЗПШ, в рівномірно-пропорційному (без прискорення) поширенні структуроутворення в околі дисперсної частки наповнювача відносно її центру. Зауважимо при цьому, що в кожній системі відліку може бути задана своя міра довжини пов'язана із вибором крупнозернистості двовимірного простору експерименту. Найбільш наглядно це проявляється тоді, коли застосовується стабільний еквівалент (еталон) вимірювання обсягу прояву структуроутворення:  $l = X_2 - X_1$ , де  $X_1$  та  $X_2$  – показники, взяті відповідно для різних моментів часу  $T_1$  та  $T_2$ , таких, що  $T_2 > T_1$ ,  $X_2 > X_1$ .

Припустимо, що дві рівномірно-пропорційні системи відліку:  $P$  та  $p$  деяких показників, які функціонують одна відносно одної в розмірі  $v$ . Відмінності та динаміка функціонування можуть бути викликані різними фізико-хімічними умовами формування КМ, навіть відмінностями у способах вимірювань, спостережень та фіксації результатів. Виберемо в цих системах відліку координати, відповідно  $(X, Y, Z, T)$  та  $(x, y, z, t)$  таким чином, щоб осі координат в цих системах були однаково напрямлені і щоб метрика їх мала вигляд (1), тобто:

$$dS^2 = c^2 dT^2 - dX^2 - dY^2 - dZ^2, \quad (2)$$

$$ds^2 = c^2 dt^2 - dx^2 - dy^2 - dz^2, \quad (3)$$

відповідно. Не обмежуючи загальності, будемо вважати, що динаміка показника  $v$  напрямлена вздовж осі абсцис.

За визначенням фактору швидкості поширення ЗПШ:  $w = \frac{X_2 - X_1}{T_2 - T_1} \geq 0$ ; можна

вважати, що для деяких двох зразків, структура яких досліджується в різних рівномірно-пропорційних системах відліку  $P$  та  $p$  із вибраними системами координат відповідно  $(X, Y, Z, T)$  та  $(x, y, z, t)$  таким чином, щоб осі координат в цих системах були однаково напрямлені і з метрикою типу (1). Нехай крім того система  $P$  функціонує відносно  $p$  по поширенню структуроутворення у розмірі  $v$ . Тоді величина інтервалу  $s$  між двома подіями  $(X_1, Y_1, Z_1, T_1)$  та  $(X_2, Y_2, Z_2, T_2)$  у системі відліку  $P$  визначатиметься рівністю:

$$s^2 = c^2(T_2 - T_1)^2 - (X_2 - X_1)^2. \quad (4)$$

Можливі два основні співвідношення між часовоподібною та просторовоподібною складовими метрики (4).

А.  $s^2 > 0$ . В цьому випадку показник  $v$  знаходиться всередині конуса  $uv=c$ , тобто  $uv < c$ , тоді для двох подій, для яких величина затрат часу (швидкостей прояву) задовільняє нерівність  $w \ll c$ , проміжок часу в системі  $p$  задовільняє співвідношення:

$$t_2 - t_1 = \frac{T_2 - T_1}{\sqrt{1 - \frac{v^2}{c^2}}}. \quad (5)$$

В інших випадках проміжок  $t_2 - t_1$  може бути як меншим так і більшим величини відповідного йому проміжку у системі  $P$ . Дійсно, якщо справедлива нерівність:

$$\frac{c^2}{v} \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{v^2}{c^2}} \right) < w < c, \quad (6)$$

то часовий проміжок буде більшим, ніж у системі  $P$ . Для випадку ж, коли

$$w < \frac{c^2}{v} \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{v^2}{c^2}} \right), \quad (7)$$

навпаки, згаданий проміжок буде більшим, ніж у системі  $P$ . Якщо  $w \ll c$ , то

$$\text{sgn}(x_2 - x_1) = \text{sgn}(1 - v/w). \quad (8)$$

Таким чином, серед множини систем  $p$  існує система із  $v = w$ , в якій обидві виробничі події відбуваються в одній і тій же точці, тобто процес у системі відліку показників є локалізованим. Тоді міра інтервалу в системі  $p$  має вигляд

$$s^2 = c^2(t_2 - t_1)^2. \quad (9)$$

В. Для  $s^2 < 0$  точка-показник знаходиться поза конусом  $uw > c$ . У цьому випадку існує лише одна система відліку із  $v = c^2/w$ , в якій події відбуваються одночасно, а інтервал задається співвідношенням  $s^2 = -l^2$ .

На початковому етапі обробляли цифрові фотографії у форматі BMP (рис.2) досліджуваних матеріалів [5, 6]. В ході досліджень використовували розроблену методику визначення і візуалізації матриці максимального градієнта зображення композитів (рис.3).

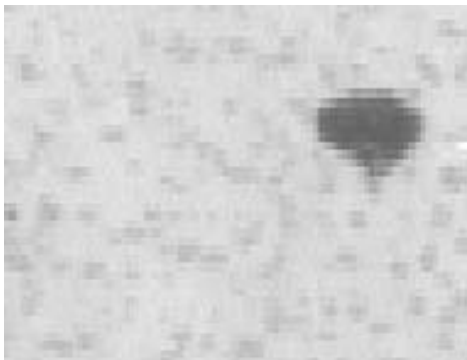


Рисунок 2- Фотографія зразка КМ в околі зерна дисперсного наповнювача

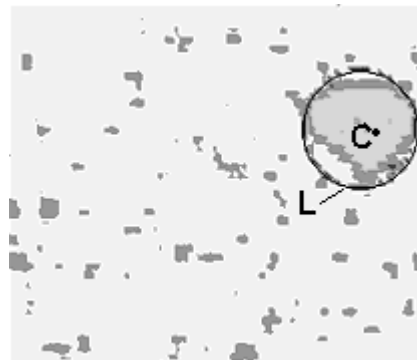


Рисунок 3 - Градієнтна діаграма матриці яскравостей із виділенням околону дослідження ЗПШ

Використовуючи представлення функції  $F(t)$  (рис.4) прояву ЗПШ по контуру  $L$  на відстані вибраного ефективного радіуса  $R$  дисперсної частки із приєднаними ЗПШ (рис.3) будемо діаграму прояву фронтів зміни геометричних координат ЗПШ (рис. 5) і матричну апроксимацію функції  $U(r, \varphi)$ , в умовних одиницях яскравості ( $0 \leq U \leq 255$ ):

$$U_{k,m} = u(r_k, \phi_m), \text{ де } r_k = \frac{R \cdot k}{K}, \quad \phi_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot m}{M},$$

в нашому випадку  $K = 10, M = 20$ .

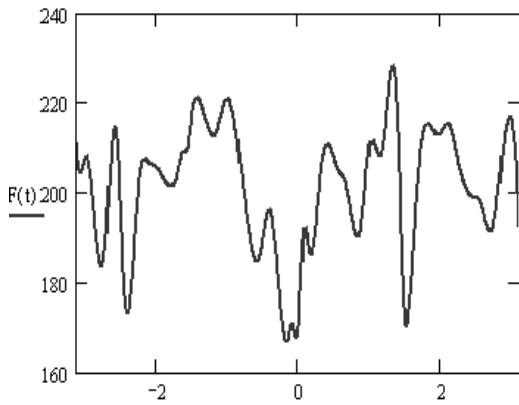


Рисунок 4 – Апроксимація в полярних координатах функції  $F(t)$  рівня прояву ЗПШ на межі  $L$  околу відносно центру  $C$  проекції дисперсної частки

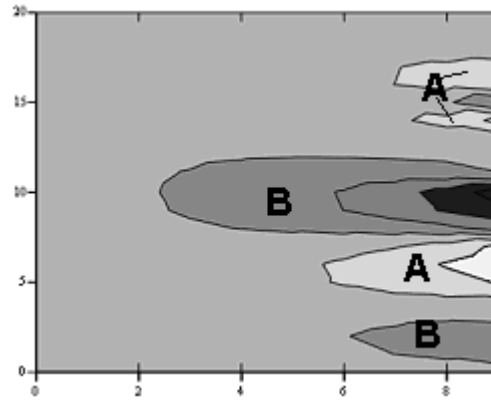


Рисунок 5 – Діаграма в полярних координатах відносно центру  $C$  фронтів прояву та фронтів стирання двовимірних проекцій ЗПШ частки

Фрагмент матриці  $U$  (11) приведено, в системі полярних координат із центром у точці  $C$  (рис.3) проявів ЗПШ всередині контура з допомогою розрахунку [7] інтегралу Пуассона (10):

$$U_{k,m} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_{-\pi}^{\pi} F(t) \cdot \frac{R^2 - r^2}{R^2 - 2 \cdot R \cdot r \cdot \cos(t - \varphi) + r^2} dt. \quad (10)$$

	0	1	2	3	4	5	6
0	201.423	201.423	201.423	201.423	201.423	201.423	201.423
1	201.669	201.651	201.634	201.612	201.574	201.505	201.4
2	201.774	201.719	201.723	201.78	201.833	201.793	201.589
3	201.775	201.635	201.659	201.88	202.178	202.311	202.05
4	201.721	201.413	201.404	201.866	202.584	203.076	202.842
5	201.682	201.068	200.914	201.701	203.022	204.091	204.032
6	201.76	200.602	200.13	201.365	203.467	205.34	205.684
7	202.102	199.969	198.978	200.9	203.872	206.802	207.841
8	202.839	198.889	197.411	200.552	204.119	208.464	210.42
9	203.45	196.059	195.572	201.393	203.914	210.267	212.946

(11)

Таким чином ми добиваємося чисельної візуалізації проявів ЗПШ в області, яка зайнята проекцією частки наповнювача та прилеглих до неї зон:  $U_0, U_1, \dots, U_K$ , розмічених концентрично відносно центру  $C$ . Отримані наближення дають змогу оцінити динаміку зміни ЗПШ в околі дисперсної частки відносно положення умовної рівноваги  $U_0$  а також величину граничного параметра  $c$ . На рис. 6 виражені проміжки кутових зон як додатного прояву фронту (A), так і від'ємного (B) (зменшення) ділянок ЗПШ, що відповідають рядкам матриці (11). На рис. 7 відображені зміни поширення ЗПШ по радіальних прямих  $\varphi_m$  пучка з центром у точці  $C$  та кроком  $\pi/10$  в околі дисперсної частки. Остання діаграма дає можливість екстраполяції поведінки росту ЗПШ на ділянки, що лежать поза межами контуру  $L$ .

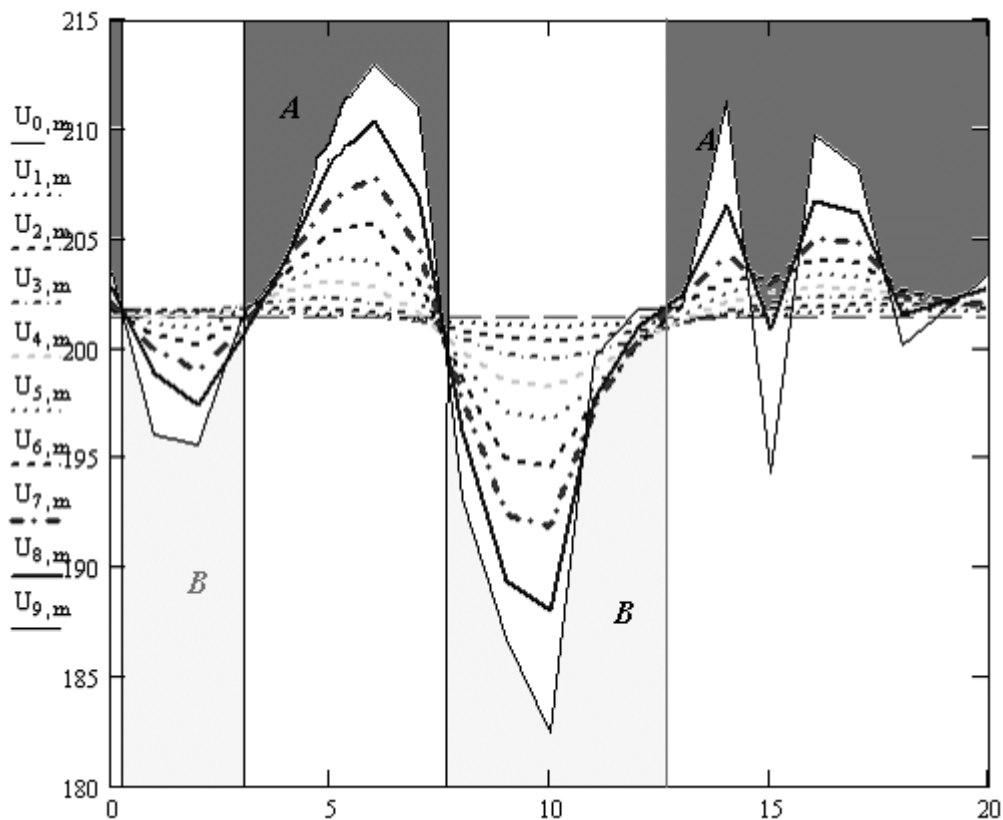


Рисунок 6 – Діаграма динаміки фронтів прояву (А) – стирання (В) ЗПС відносно початкової точки – центру початкового стану  $U_0 (= 201.423)$  концентричних рівнів – рядків матриці (11) візуалізації ЗПС

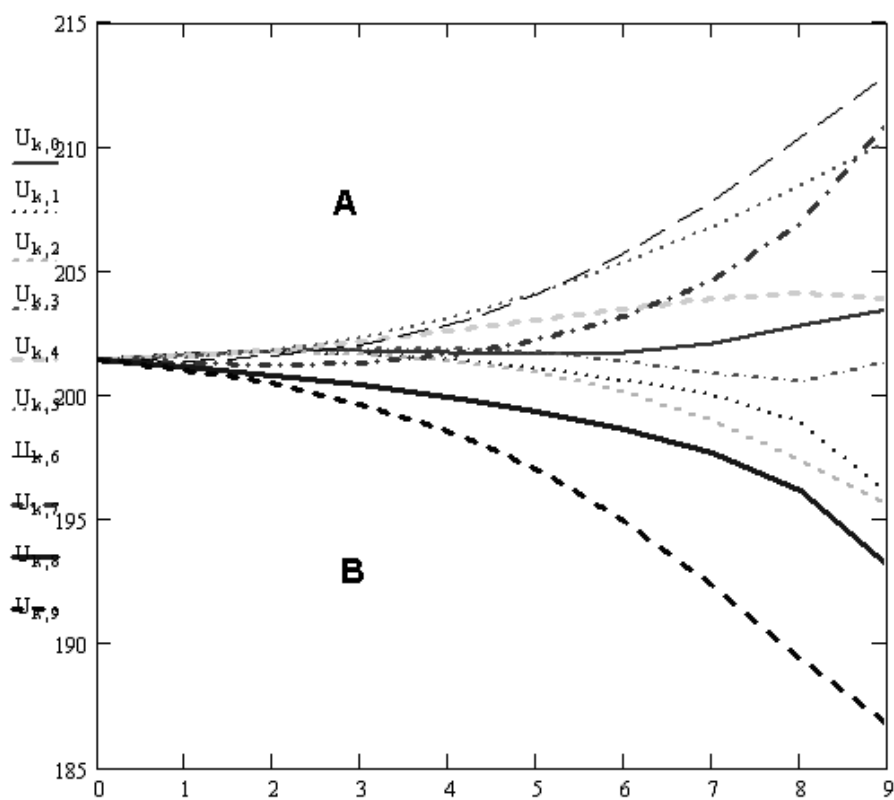


Рисунок 7 – Діаграма динаміки прояву (додатній нахил) – стирання (від’ємний нахил кривих) ЗПС відносно початкової точки (центру) – початкового стану  $U_0 (= 201.423)$  радіальних рівнів – стовпців матриці (11) візуалізації ЗПС

Спостереження динаміки ЗПШ, аналогічні описаним у роботі, проводились над зразками епоксикомполімерів із наповнювачами різного складу, відсоткового вмісту у КМ та дисперсності. При цьому були отримані результати, що підтверджують наявність різних темпів формування поверхневих шарів (різночасовості) по різних напрямках відносно часток для різних систем спостереження типу (2-3).

**Висновки.** Запропонований алгоритм дозволяє досліджувати структури зовнішніх поверхневих шарів та їхні межі як в околі дисперсної частки так і на її проекції а також пояснити деякі особливості поширення областей зовнішніх шарів для різних фізико – хімічних умов формування композитних матеріалів. Це дасть можливість більш точно досліджувати динаміку процесу структуроутворення композитів, а тому в свою чергу формувати матеріали із наперед заданими експлуатаційними характеристиками.

В подальшому планується досліджувати процеси структуроутворення композитів при використанні різних по активності відносно полімерної матриці наповнювачів.

## Список літератури

1. Липатов Ю.С. Физическая химия наполненных полимеров.-М.: Химия.-1977.-304с.
2. Бардзокас Д.И., Зобнин А.И. Математическое моделирование физических процессов в композиционных материалах периодической структуры. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 376с.
3. Букетов А.В., Стухляк П.Д., Кальба Є.М. Фізико-хімічні процеси при формуванні епоксикомполімерних матеріалів.-Тернопіль:Збруч.-2005.-182с.
4. Стухляк П.Д., Митник М.М., Орлов В. О. Вплив граничних прошарків на властивості композитних полімерних матеріалів. (Огляд). //Фізико – хімічна механіка матеріалів. – 2001. - №1. –С. 69 – 75.
5. П.Стухляк, І.Добротвор. Використання методів кластерного аналізу моделей процесів формування епоксикомполімерів. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Автоматизація: проблеми, идеи, решения», 11-15 сентября 2007 года, Севастополь, С.14-16.
6. П.Д.Стухляк, І.Г.Добротвор, Р.З.Золотий, А.В.Букетов. Дослідження впливу природи наповнювачів і товщини покриттів на зміну градієнта кольорів та внутрішні напруження в епоксикомполімері. // Вісник КНУДТ №5, 2006.- С.82-87.
7. А.Н.Тихонов, А.А.Самарский Уравнения математической физики. –М.: Наука. -1966. -724с.

Рассматривается влияние предельного параметра распространения внешних поверхностных слоев частиц дисперсного наполнителя в эпоксикомполімері. Подтверждено наличие анизотропии параметров формирования поверхностных слоев по различным направлениям относительно центров дисперсных частиц.

Influence of the spreading limit parameter of disperse fillers particles external superficial layers in the epoxycomposites is considered in the article. Existence of parameters anisotropy of external layers forming is improved on the different directions concerning disperse particles centers.

І.А. Велит, канд. техн. наук.

Полтавська державна аграрна академія

## Джерела світла зі зменшеною кількістю ртуті для умов тепличного господарства

Приведені результати досліджень по розподілу енергії випромінювання в спектральному діапазоні безртутних натрієвих ламп, натрієвих ламп зі зменшеним вмістом ртуті та натрій - цезієвих ламп. Приведена оцінка перспектив використання цих ламп для вирощування овочів в умовах тепличного господарства.

**джерело світла, ртуть, цезій, світлокультура**

**Вступ.** Створення сучасних технологій вирощування рослин в умовах захищеного ґрунту пов'язане із використанням високоінтенсивних розрядних ламп (РЛ). Широке застосування РЛ, безсумнівно, є позитивним чинником інтенсифікації цього виробництва, хоча й пов'язано з серйозною екологічною проблемою, в наповнення переважної більшості сучасних РЛ входить токсична речовина – ртуть і її сполуки. Однак вирішення цієї важливої задачі полягає у використанні спеціальних енергоефективних джерел світла для вирощування овочів в умовах закритого ґрунту.

**Постановка проблеми, її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями.** Найефективнішими джерелами світла для умов тепличного господарства є натрієві лампи високого тиску (НЛВТ), оскільки їх світлова віддача, термін роботи і стабільність параметрів - одні з найкращих серед усіх джерел світла (ДС). Чисельні теоретичні та експериментальні дослідження процесів в розряді, на електродах та в приелектродних ділянках РЛ показали, що є цілий ряд питань, які вимагають подальшого вивчення та вдосконалення [1,2]. Для НЛВТ, які використовуються в рослинництві закритих ґрунтів, необхідно перш за все оптимізувати спектральний склад випромінювання під конкретну світлокультуру і зменшити вміст ртуті в розрядній трубці, попередивши можливе забруднення навколишнього середовища ртуттю із ламп, що вийшли з ладу.

Способи підвищення екологічних властивостей РЛ розглянуто в ряді робіт [3-5]. Головним напрямом підвищення екологічності РЛ є створення високоефективних безртутних розрядних ламп та ламп зі зменшеною кількістю ртуті в розрядній трубці. Останнім часом ці роботи проводилися окремими світлотехнічними фірмами, в тому числі і в країнах СНД [6, 7]. Безртутні РЛ та лампи зі зменшеною кількістю ртуті в розрядній трубці [8] знайшли застосування, передусім у сільськогосподарському виробництві, оскільки саме ця галузь повинна входити в число пріоритетних для впровадження екологічно чистих технологій, з метою уникнення ризику забруднення навколишнього середовища токсичними речовинами.

**Мета роботи.** Дослідження складу амальгами РЛ з метою виявлення ламп з меншим вмістом ртуті для застосування в умовах закритого ґрунту.

**Методика експерименту.** Спектральний склад випромінювання ламп вимірювали за допомогою монохроматора МДР23, як приймач випромінювання використовували фотопомножувач ФЕУ62, градування фотометричної частини установки здійснювали методом заміщення по еталонній лампі розжарювання СИ200. Для забезпечення роботи спектрофотометричної установки на лінійній ділянці

застосовувались нейтральні фільтри. Похибка спектрофотометричних вимірювань складала не більше  $\pm 13\%$ , вимірювання електричних параметрів не більше  $\pm 5\%$ .

**Переказ основних матеріалів досліджень.** В результаті проведених експериментів досліджено спектральний склад натрієвих ламп із поліпшеними екологічними властивостями (із зменшеною кількістю ртуті, що вводиться в лампу, і безртутних натрій-ксенонових ламп).

За даними [9], найбільш поширеними сільськогосподарськими культурами, що вирощують в умовах закритого ґрунту, є огірки і томати, під які відводиться понад 98% площі теплиць.

Спектральний склад випромінювання джерел світла для рослинництва є одним із головних параметрів, який повинен бути обґрунтовано заданий нарівні з іншими параметрами штучного клімату (опромінюванням, фотоперіодом, температурою, вологістю повітря тощо.).

У таблиці 1 наведено оптимальні співвідношення потоків випромінювання в трьох діапазонах ФАР для огірків і томатів [9].

Таблиця 1 - Оптимальні співвідношення потоків випромінювання в трьох діапазонах ФАР для огірків і томатів

Культура	Потоки випромінювання ФАР,%		
	400-500нм	500-600нм	600-700нм
Огірки	15-20	35-45	40-45
Томати	10-20	15-20	60-75

На видиму частину спектра випромінювання стандартних натрієвих ламп припадає понад 30% від споживаної лампою енергії. У таблиці 2 і на рис.1 наведено характеристики цих ламп, у порівнянні з іншими джерелами світла із вмістом токсичних речовин. Очевидно, що стандартні натрієві лампи і за екологічністю, і за енергетичною ефективністю мають переваги над іншими інтенсивними РЛ аналогічної потужності, але серед них натрій - цезієві лампи мають кращі показники по спектральному розподілу потоку випромінювання в ділянці ФАР та вмісту ртуті.

Таблиця 2 - Спектральні, енергетичні та екологічні характеристики джерел світла, рекомендованих для вирощування овочів [9, 61,145]

Тип джерел світла	Потоки випромінювання в діл. ФАР,%			Потік випромін. (400-750нм)Вт	К.к.д. в діл., ФАР, %	Вміст ртуті, мг
	400-500нм	500-600нм	600-700нм			
ДНаТ400	7	56	37	113	27	17
ДРЛФ400	26	56	18	48	12	76
ДРИ400	39	43	18	96	24	68
Натрій-цезієві лампи 400	14	38	58	70	29	10

В роботі також досліджувалися експериментальні зразки натрієвих ламп із різним наповненням інертних газів, тиском парів натрію та кількістю введеної ртуті потужністю 300-400 Вт, а також безртутні натрій-ксенонові лампи потужністю 100-150Вт. Було використано штенгельну конструкцію пальників ламп, наповнення інертними газами –Xe та суміш Пеннінга (Ne 99,3%, Ar 0,3%) амальгама Na з молярним

відношенням компонентів  $\mu\text{Na}/\mu\text{Hg}\approx 0,95$  для ртутних натрієвих ламп. Тиск парів Na регулювали тепловим режимом пальників за допомогою екранів із полірованих металів, які закріплювали на кінцях пальника, величину тиску парів Na визначали розрахунковим шляхом за ступенем самопоглинання резонансних ліній Na.

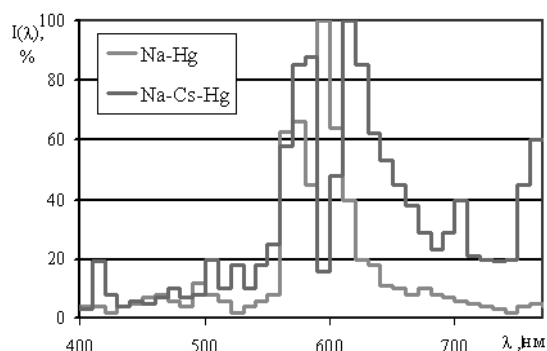


Рисунок 1- Розподіл відносної спектральної енергії випромінювання ламп типу ДНаТ з наповненнями Na-Hg, Na-Cs-Hg

Приведені результати вимірювань ртутних і безртутних НЛВТ. Досліджувалися лампи різної потужності, а відомо [10], що при зниженні потужності в лампах збільшуються питомі теплові втрати і, відповідно, к.к.д. лампи.

Основні параметри експериментальних ламп та результати дослідження, наведені в таблиці 3 .

Таблиця 3 - Основні характеристики експериментальних натрієвих, натрій-цезієвих ламп

Потужність, Вт	Внутр. діаметр, мм	Міжел.в ід-стань, мм	Вміст Hg, ат %	Склад, наповнення тиск, кПа	Потоки випромінювання, %			К.к.д. ФАР, %
					400-500нм	500-600нм	600-700нм	
400	7,6	90	25	Хе,4	9	49	42	25
400	7,6	90	25	Хе,20	9	45	46	27
400	7,6	85	20	Хе,20	14	38	58	29
360	7,6	90	25	Ne,(99,3%) Ar (0,3%)2,8	9	55	36	19
150	4,5	70	-	Хе,20	10	30	60	21

**Висновки.** На основі проведених досліджень отримано наступні результати:

1. Дослідження натрій - цезієвих ламп засвідчили, що розподіл енергії в діапазоні ФАР більш сприятливий для вирощування огірків і томатів, ніж в інших НЛВТ, і відповідає рекомендаціям [9]. Що стосується к.к.д. ламп в цьому діапазоні випромінювання, то він трохи вищий, ніж для ртутних НЛВТ при аналогічному тиску парів натрію (при аналогічному розширенні резонансних ліній натрію).

2. Збільшення тиску ксенону в межах від 4 до 20кПа підвищує к.к.д. ламп у діапазоні ФАР (при інших рівних умовах) на 10-12%. Спектр випромінювання при цьому істотно не змінюється.

3. Заміна ксенонного наповнення ламп на неон-аргонову суміш (Ne 99,7+ Ar 0,3%) за інших рівних умов знижує к.к.д. лампи на 20-35%. Спектр випромінювання в діапазоні ФАР істотно не змінюється від стандартних НЛВТ.

## Список литературы

1. Литвинов В.С. Об особенностях расчета и оптимизации параметров массовых источников света // Светотехника. -1993.-№5-6.-С.28-31.
2. Вассерман А.Л., Квашин Г.Н., Малышев В.В. Об оценке эффективности действия источников излучения на растения // Светотехника. -1986. - №7. - С.14-16.
3. Ашурков С.Г. Эволюция безртутных разрядных ламп высокой интенсивности с излучающими добавками // Светотехника. -1992. -№9. -С 11-13.
4. Кожушко Г.М., Корягин О.Г., Михайлов В.К. Пути рационального решения проблемы ртутьсодержащих ламп // Светотехника. -1991. -№10. -С14-15.
5. Сарычев Г.С. О создании разрядных ламп на основе экологически чистого буферного наполнения // Светотехника. -1992. -№4. -С 2-3.
6. Ашурков С.Г., Коптелов И.В., Минаев И.Ф. , Прытков Ю.А., Сарычев Г.С. О безртутных металлогалогенных лампах для растениеводства // Светотехника. -1992. -№12. -С.10-13.
7. Гурьянов И.В., Кожушко Г.М., Колодный Н.П. О разработке безртутных натриевых ламп высокого давления // Светотехника. -1993.- №5-6. -С 27-28.
8. Ашурков С.Г., Доброзраков И.Е., Минаев И.Д., Сарычев Г.С. О разработке и освоении производства безртутных металлогалогенных ламп // Светотехника. -1994. -№8. -С 21.
9. Прикупец Л.Б., Тихомиров А.А. Оптимизация спектра излучения при выращивании овощей в условиях интенсивной светокультуры // Светотехника. -1992. -№3. -С.5-7.
10. Справочная книга по светотехнике /Под ред. Ю.Б.Айзенберга. М.:Энегроатомиздат.- 1995.-528с.

Приведены результаты исследований по распределению энергии излучения в спектральном диапазоне безртутных натриевых ламп, натриевых ламп с меньшим содержанием ртути и натрий-цезиевых ламп. Приведена оценка перспектив использования этих ламп для выращивания растений в условиях тепличного хозяйства.

In this paper present the results of studing on an energy distribution of radiation in spectral range unhydrargyrum of sodium lamps, sodium lamps with the smaller contents of hydrargyrum and natrium - cesium lamps. The estimation of perspectivity of usage of these lamps for cultivation of plants in conditions of hothouse facilities is adduced.

## Синтез оптимальної системи стабілізації роботи гідротрансмісії зернозбирального комбайну

В статті приведений синтез оптимальної системи стабілізації роботи гідротрансмісії з метою створення автоматизованої системи управління швидкістю машин та агрегатів широкого класу на базі комбінованого принципу регулювання.

**гідротрансмісія, автоматизована система, регулятор**

В останні роки Україна декларує свою направленість як зернова країна, що підтверджується динамікою зростання рівня валових зборів. Це говорить про пріоритетність зернової спрямованості в господарюванні, та одночасно вимагає пошуку нових енергозберігаючих технологій для зниження собівартості продукції, підвищення її рівня рентабельності й одним з ключових питань при цьому є збирання врожаю. [1]

Нагальна потреба оновлення парку зернозбиральних комбайнів може бути вирішена вилученням коштів від зменшення втрат зерна за комбайном. Справжні втрати зерна за комбайном із 80%-ним вичерпанням ресурсу становлять 15-20%, замість допустимих 1,5%. Зменшивши ж втрати бодай на 1%, можна зібрати додаткових 450 тис.т зерна.

Швидкість зернозбирального комбайну при виконанні технологічного процесу є визначальним параметром як його продуктивності, так і рівня втрат зерна, який залежить від фактичної пропускної здатності, а значить, і від обраного режиму руху. [4]

При збільшеному зносі робочих органів та зі збільшенням робочих швидкостей втрати у комбайнів всіх типів досягають 9-14%.

Останнім часом світова тенденція розвитку зернозбиральної техніки спрямована на комп'ютеризацію комбайну та забезпечення його роботи в системі точного землеробства. Це дозволить не тільки впливати на вибір режимів роботи всіх попередніх польових сільськогосподарських агрегатів по вирощуванню зернових, але й оптимізувати режими роботи самого комбайну по критеріям максимум продуктивності та мінімум втрат зерна. [5]

Мета даних досліджень – підвищення ефективності процесу збирання зернових шляхом створення нових методів та засобів автоматизації процесу управління швидкістю руху комбайна для зменшення втрат зерна та підвищення коефіцієнту корисної дії.

Для досягнення поставленої мети проведений аналіз методів та систем управління швидкістю руху комбайну. Було з'ясовано, що на сьогодні найбільш перспективним напрямком створення нової техніки є використання безступеневих гідротрансмісій з електропропорційним керуванням. Якість роботи цих систем (як відомо з літературних джерел) на сучасному етапі визначається структурою та параметрами законів управління, реалізованими в мікропроцесорних системах.

Запропоновано вирішити задачу синтезу оптимальної робастної системи стохастичної стабілізації швидкості руху комбайна та визначити мінімально можливі межі втрат зерна за комбайном, які досягаються за рахунок підвищення якості стабілізації швидкості руху комбайну в реальних експлуатаційних умовах.

Характерною особливістю умов руху комбайну при збиранні врожаю є зміна навантаження на гідроприводі, що відбувається випадковим чином. Випадковість обумовлена коливаннями рельєфу поверхні поля, а також змінами маси бункера та роботою молотильного агрегату.

Рішення поставленої задачі виконувалось поетапно. На першому етапі в результаті дослідження динаміки гідротрансмісії було встановлено, що її структурна схема може бути представлена у вигляді послідовного з'єднання трьох взаємопов'язаних елементів: перший елемент з передаточною функцією  $W1$  характеризує динаміку електропропорційного елемента управління, його входом є задане значення кута повороту рухомої шайби, а виходом – переміщення золотника. Другим елементом з передаточною функцією  $W2$  є гідропривод рухомої шайби, а третім елементом – система насос-двигун. [3]

У відповідності з відомим алгоритмом ідентифікації об'єктів даного класу були визначені структура і параметри всіх вказаних складових.

Аналіз частотних характеристик був здійснений для двох варіантів конструкції, які відрізнялися розташуванням жиклеру діаметром 0,7 мм в корпусі насоса або в гідророзподілювачі відповідно. В діапазоні частот зміни положення важелю керування золотника від 0 до 0,5 рад/с динаміка обох варіантів гідротрансмісії співпадає, а в діапазоні від 0,5 рад/с до 10 рад/с гідротрансмісія у варіанті 2 близька до інтегруючої ланки, в той час, як у варіанті 1 наближається до коливальної ланки.

Порівняння спектральних щільностей дозволяє зробити висновок, що в діапазоні частот від 0 до 0,5 рад/с динаміка зміни збурень співпадає, а в подальшому інтенсивність збурень у другому варіанті перевищує перший варіант на 50 Дб.

Отримані частотні характеристики склали основу для побудови диференційних рівнянь різних варіантів конструкцій гідротрансмісії як об'єкту управління.

Для варіанту 1 - це диференційне рівняння 2-го порядку, а для 2-го варіанту – диференційне рівняння 5-го порядку. При цьому змінювались і спектральні щільності збурень гідротрансмісії.

Задача синтезу полягала в тому, що по відомим поліномам  $M$ ,  $P$  та спектральним щільностям збурень  $\psi$  знайти таку передаточну функцію  $W$  фізично реалізуемого регулятора, щоб замкнена система об'єкт-регулятор була стійкою, а функціонал якості, досягав мінімуму:

$$e = \langle x'Rx \rangle + \langle u'Cu \rangle + \langle \xi'\Lambda\xi \rangle + \langle \zeta'\Lambda\xi \rangle = \frac{1}{j} \int_{-j\infty}^{j\infty} \text{tr} [S'_{xx}R + S'_{uu}C + \Theta S'_{\zeta\zeta}\Lambda + \Lambda S'_{\zeta\zeta}\Theta] ds, \quad (1)$$

де  $S_{xx}$  - матриця спектральної щільності сигналу  $x$ ;

$S_{uu}$  - матриця спектральної щільності сигналу  $u$ ;

$S_{\zeta\zeta}$  - матриця спектральної щільності сигналу  $\zeta$ ;

$R, C$  і  $\Lambda$  - вагові симетричні невід'ємно-визначені (одночасно не рівні нулю) полиноміальні аргументу  $s = j\omega$  матриці відповідних розмірностей;

$\langle \rangle$  - знак математичного очікування;

"tr" - слід матриці;

"'" - знак транспонування.

Основу рішення поставленої задачі склав відомий алгоритм синтезу. При цьому початковими даними алгоритму є знайдені в результаті ідентифікації характеристики. [2]

Особливу увагу необхідно було звернути на спектральну щільність еквівалентного збурення  $S\psi\psi$ . Вона має дві складові: одна характеризує особливість виготовлення гідротрансмісії –  $\Phi$ , а інша – експлуатаційні умови роботи комбайну ( $S\psi1\psi1$ ). Підстановка отриманих даних в алгоритм синтезу дозволила знайти передаточні функції.

Аналіз динаміки регулятора показує, що він представляє собою послідовне з'єднання форсуючої ланки та фільтру.

Таким чином, для реалізації отриманої передаточної функції необхідно мати у складі системи стабілізації швидкості руху комбайну як мінімум два датчика: один – швидкості руху комбайну, другий – повздовжнього прискорення комбайну.

Для реалізації цифрової системи запропоноване різницеве рівняння

$$Y_{vih}[n] \cdot 0.021 = X_{vh}[n] - 1.39 \cdot X_{vh}[n-1] + 0.99 \cdot X_{vh}[n-2] - 0.84 X_{vh}[n-3] + 0.008 Y_{vih}[n-1] - 0.016 \cdot Y_{vih}[n-2] \quad (2)$$

та структурна схема регулятора:

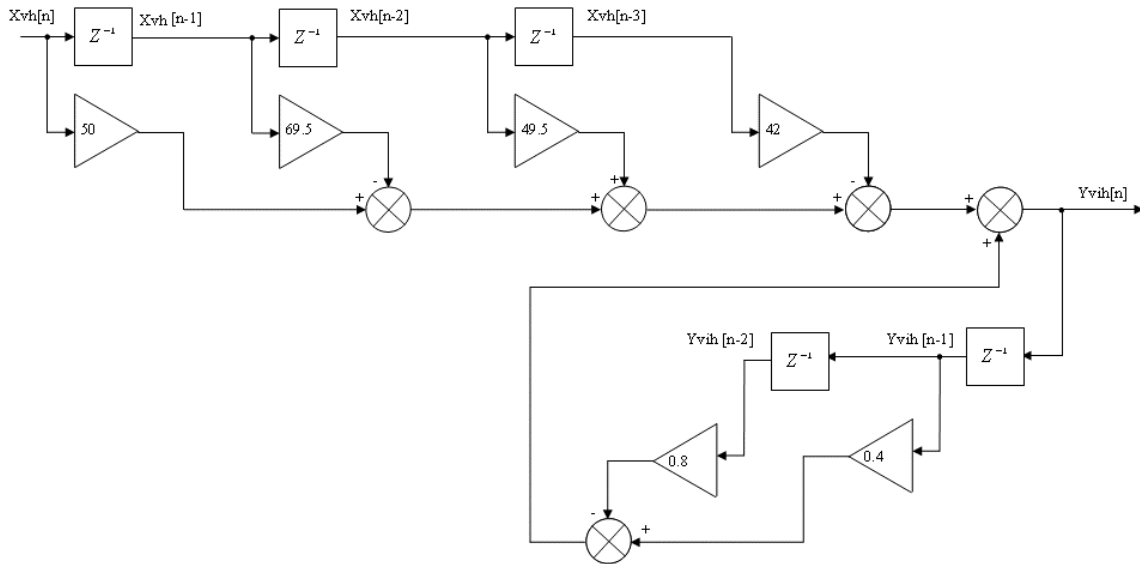


Рисунок 1-Структурна схема регулятора

Аналіз якості роботи системи показує, що дисперсія помилки стабілізації частоти обертання гідротрансмісії - 6,37 рад<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>, що складає приблизно 0,1% від номінальної частоти обертання гідромотору (рисунок 2).

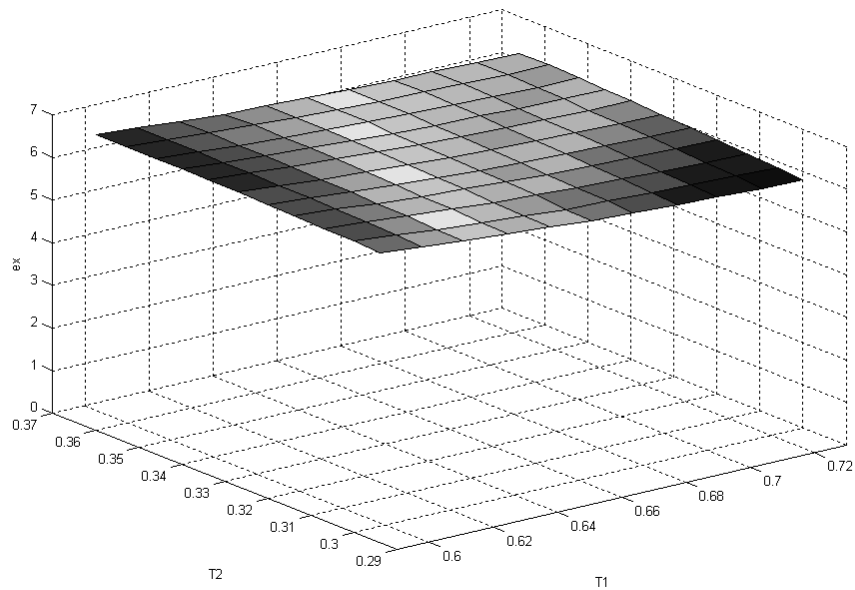


Рисунок 2 – Результат аналізу якості та робастності

Зміна якості стабілізації при зміні параметрів об'єкту регулювання в широких межах не перевищує 10%, що підтверджує робастність запропонованого регулятора.

Установка запропонованого регулятора дозволить привести втрати зерна до значення, обумовленого стандартами.

## Список літератури

1. Іванишин В., Коваль С. Світовий ринок і напрямки розвитку конструкцій зернозбиральних комбайнів.// Техніка АПК. – 2006. - №6-7. - С.6-9.
2. Каліч В.М., Осадчий С.І., Віхрова М.С. Синтез оптимальної робастної системи стохастичної стабілізації гідротрансмісії зернозбирального комбайну /Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім.Петра Василенка. Випуск 57:Проблеми енергозбереження в АПК України. Том 2. -Харків: ХНТУСГ,2007.-262с.
3. Каліч В.М., Осадчий С.І., Віхрова М.С. Вплив конструктивних особливостей гідротрансмісії на її динамічні характеристики. Зб.наукових праць КНТУ.- Кіровоград, 2007.-С. 242-245.
4. Коваль С., Войтюк Д. Напрямки розвитку і особливості конструкцій зернозбиральних комбайнів// Техніка АПК. - 2007. - №7. - С.6-16.
5. Мельник Ю.Ф. Основні напрямки і завдання державної технічної політики в АПК. // Техніка АПК. - 2007. - №6. - С.6-7.

В статті представлено синтез оптимальної системи стабілізації роботи гідротрансмісії з метою створення автоматизованої системи управління швидкістю машин і агрегатів широкого класу на базі комбінованого принципу регулювання

In the article the synthesis of the optimum system of stabilization of work of gidrotransmission with the purpose of creation of the automated system of management by speed of machines and aggregates of wide class of the on a base combined principle of adjusting is presented

О.П. Бруцький, асп., Ф.І. Василенко, проф., канд.техн. наук, І.Ф. Василенко, доц., канд. техн. наук, О.М. Рева, проф., д-р техн. наук  
 Кіровоградський національний технічний університет

## Дослідження експлуатаційних характеристик пар тертя жаток збиральних машин

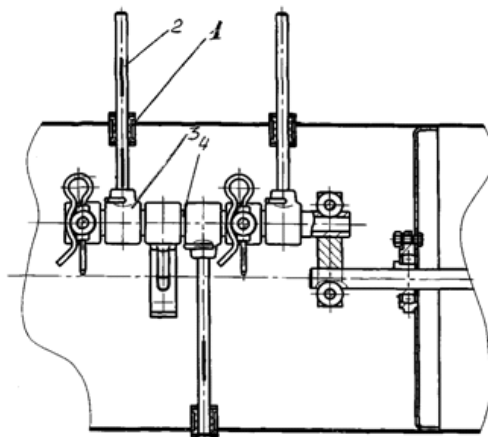
В статті висвітлена найважливіша проблема сільського господарства по ремонту і підвищенню довговічності роботи пар тертя жаток збиральних машин, а також запропонований метод відновлення деталей ряду втулка тонкошаровими композиційними полімерними покриттями при застосуванні ультразвукового поля для поліпшення фізичних властивостей.  
**жатка збиральних машин, спрацювання пар тертя, "втулка-вал", склонаповнений поліамід, адгезійна міцність**

Головний напрямок розвитку сільського господарства полягає в його подальшій індустріалізації, в основі якої лежить система машин, забезпечуючих комплексну механізацію і автоматизацію сільсько-господарського виробництва. Надійність сільськогосподарської техніки на цьому етапі не відповідає сучасним вимогам, внаслідок чого основні затрати на ремонт припадають на запчастини, виготовлення яких потребує значних фінансових витрат та більших витрат металопрокату, ніж при виготовленні машин і агрегатів.

Головною причиною втрати працездатності деталей жаток збиральних машин є зношування. Відмова через спрацювання пар тертя в жатках складає 80...90% від загальної кількості відмов. Спрацювання робочих органів жаток приводить до зниження врожайності через порушення агротехнічних вимог.

Інтенсифікація сільського господарства однією із найважливіших поставила проблему підвищення довговічності жаток збиральних машин, рівня технічного обслуговування, збереження і ремонту. Великі резерви у підвищенні ресурсу відремонтованих жаток, значному скороченні запасних частин і економії праці приховані у відновленні деталей.

Однією із найбільш масових груп деталей жаток, які потребують відновлення, є підшипники ковзання та інші пари тертя. Конструкцією жаток збиральних машин передбачено використання значної кількості підшипників ковзання (рис. 1).



1-глазок; 2-палець; 3-втулка пальця; 4-труба  
 Рисунок 1 - Пальчиковий механізм шнека жатки

На відміну від підшипників кочення, підшипники ковзання можуть працювати в більш тяжких умовах і при великому навантаженні, що додає їм довговічності, надійності роботи, а також є простішою їх конструкція та менша собівартість виготовлення деталей підшипників. Особливістю роботи жаток є те, що вони працюють в умовах великої запиленості, підвищеної вібрації, що обумовлює збільшення спрацювання деталей та скорочення терміну служби у цілому жатки.

Спрацювання цілого ряду деталей класу “втулка-вал” в жатках збиральних машин залежить від різноманітних чинників, не пов’язаних між собою будь-якою залежністю і в сукупності своїй є випадковими. При цьому для вивчення характеру спрацювання деталей доцільно шляхом вимірювання визначити найбільші спрацювання втулок, що використані в жатках.

Відомо, що з ростом вибірки зростає точність проведення експериментальних досліджень. Але з іншого боку зростає і вартість експериментальних досліджень, в нашому випадку це вивчення і визначає кількість пар “втулка-вал”, що підлягають зносу в жатках збиральних машин. Для вимірювання ряду деталей була взята як зразок жатка зернова, яка є однією з комплектуючих зернозбирального комбайну КЗС-9-1 “Славутич”, що виготовлений на базі Херсонського машинобудівного заводу.

Для визначення спрацювання підшипників ковзання заміри проводилися з використанням: мікрометра, індикаторного нутроміра ІН-1850 ГОСТ 9244-50 в перерізах, що зображені на рис.2 та у взаємно перпендикулярних площинах.

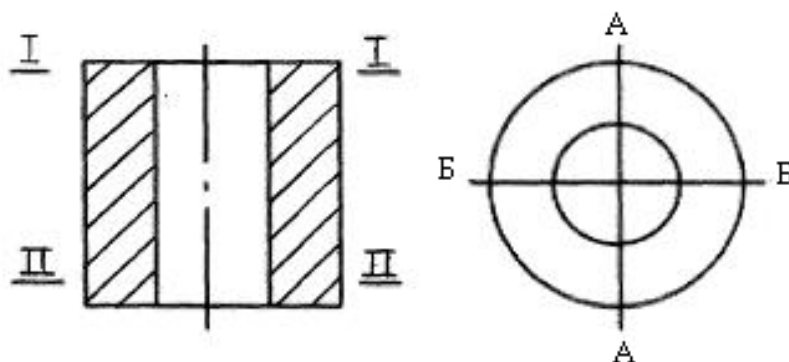


Рисунок 2 - Місця вимірювання втулок

З табл. 1 виявлено, що після напрацювання жатки, 300 га та 600 га спрацювання підшипників протікає по-різному, але неважко помітити, що всі деталі які підлягали вимірюванням можливо відновлювати.

Таблиця 1-Початкові розміри підшипників ковзання та розміри після напрацювання жатки 300га-600 га

Назва деталі	Початкові розміри нових деталей жатки	Матеріал, із якого виготовлена деталь	Розміри деталі при напрацюванні			
			300 га		600 га	
			I-I	II-II	I-I	II-II
Глазок	14,2 <sup>(+0,43)</sup>	поліамід УПА-6-30	14,25	14,27	14,30	14,29
Палець	14 <sup>(-0,11)</sup>	сталь 45	13,90	13,87	13,85	13,80
Втулка пальця	32,5 <sup>(+0,62)</sup>	ПАБ-210/310	32,57	32,60	32,60	32,63
Труба	32	сталь 45	31,99	31,95	31,94	31,93

У ремонтному виробництві існує дуже багато способів відновлення, але в деяких випадках вони недоцільні для всіх типів втулок, виготовлених з різних матеріалів, при роботі в різних умовах, тому на наш погляд доцільно відновлювати втулки композиційними полімерними матеріалами таким як склонаповнений поліамід ПА12ВС та склонаповнений капрон КПС-30. Ці матеріали за цілим рядом властивостей прирівнюються до легких металів і сплавів, але їм притаманні і недоліки, а саме: нерівномірний розподіл скловолокна в об'ємі поліаміда, недостатня адгезійна міцність волокна та поліаміду.

Для усунення цих недоліків вирішено відновлювати підшипники ковзання склонаповненими поліамідами з наступною термічною обробкою їх в ультразвуковому полі. Передбачається, що така технологія відновлення буде найефективнішою.

## Список літератури

1. Технологія ремонту машин и оборудованія. Под общ. ред. И.С. Левитского Изд. 2-е перераб. и доп. – М.: Колос, 1975.
2. Ю.Н.Петров. Основы ремонта машин. – М.: Колос, 1972 .

В статье освещена важнейшая проблема сельского хозяйства по ремонту и повышению долговечности работы пар трения жаток уборочных машин, а также предложен метод восстановления деталей ряда втулка тонкослойными композиционными полимерными покрытиями при применении ультразвукового поля для улучшения физических свойств.

In the article the major problem of agriculture is lighted up on repair and increase of longevity of work of pair of friction of reaping-machines of harvesters, and also the method of proceeding in the details of row is offered hob by a skim composition polymeric coverages at application of the ultrasonic field for conditioning.

**А.М. Бровченко, инж., Т.Г. Сабирзянов, проф., д-р техн. наук, Г.Б. Филимоныхин, проф., д-р техн. наук, И.Ф. Пономаренко, доц., канд. хим. наук**  
*Кировоградский национальный технический университет*

## Исследование качества поверхности после размерной обработки высококоэрцитивных литых магнитных сплавов

В статье приведены результаты электронно-микроскопического анализа поверхности литых магнитных сплавов типа АЛНИКО после осуществления абразивной, алмазно–электрохимической и алмазно–электроэрозионной обработки.  
**магнитные сплавы, размерная обработка, электронно-микроскопический анализ**

Характерной особенностью высококоэрцитивных магнитных сплавов является высокая склонность к хрупкому разрушению. Чем выше уровень магнитных характеристик магнитов, тем более хрупки магниты. Основными причинами высокой склонности к хрупкому разрушению магнитных сплавов являются: наличие высоконапряженной структуры распада, охрупченное состояние границ зерен, высокие термические напряжения. Основными причинами брака после осуществления алмазно-абразивной обработки магнитных сплавов являются прижеги сколы, трещины. Из-за трещинообразований, сколов и разрушения магнитов в процессе термомагнитной и размерной обработки брак составляет 20 -25%. Выход годных магнитов невелик и не превосходит 10 - 20% количества отлитых магнитов. В этой связи представляет научный и практический интерес поиск новых инженерных решений и разработка технологии бездефектной размерной обработки магнитов. С этой целью проведены производственные испытания по разрезке магнитных заготовок абразивным, электроэрозионным и алмазно-электрохимическим методами Разрезку магнитных заготовок из сплава ЮН15ДК25БА осуществляли на станке ШАРМ-1 при вертикальной подаче 30мм/мин. Заготовки разрезали абразивным кругом 150 x1x32 14A17СТВ. Поверхность образцов магнитов была исследована с помощью растрового электронного микроскопа. РЕМ-106И. Структура магнитного сплава ЮН15ДК25 БА в высококоэрцитивном состоянии представлена на рис. 1. Образцы, имеющие характерные виды брака (сколы, прижеги и микротрещины) после осуществления абразивной разрезки магнитов представлены на рис. 2, а изображения поверхности магнитов после абразивной обработки представлены на рис. 3.

Установлено, что после осуществления разрезки абразивным кругом видны следы прохода абразивных зерен. Вследствие недостаточной остроты абразивных зерен происходит пластическое вытеснение материала за края борозды. Четко видны следы пластической деформации. Наличие больших удельных нагрузок сопровождается интенсивным локальным тепловыделением. Авторы работы [1] предполагают, что наличие в структуре обрабатываемого материала локальных неоднородностей (адиабатических границ) вызывает повышенную чувствительность данного материала к появлению шлифовочных дефектов. Локальные неоднородности в структуре играют роль термических сопротивлений препятствующих отводу тепла в глубинные слои изделия и способствующие концентрации тепла в поверхностном слое.

В магнитных сплавах неодинаковое распространение тепла и его концентрация связаны также с анизотропией теплофизических свойств материала в различных направлениях.

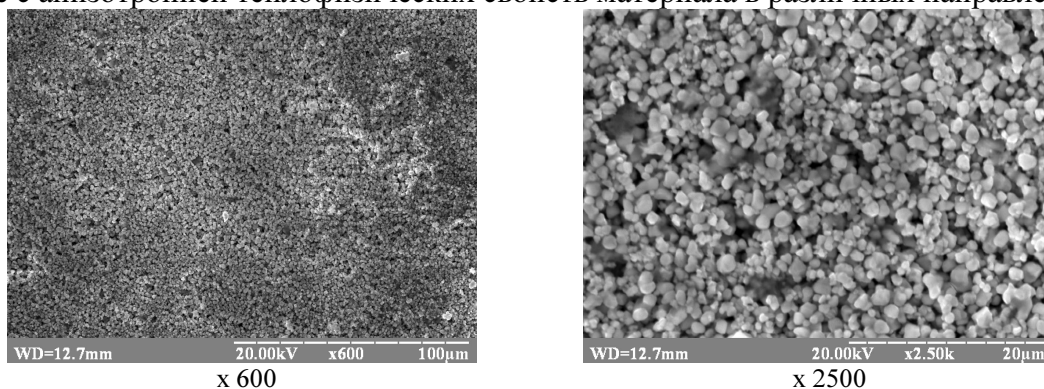


Рисунок 1 – Структура магнитного сплава ЮН15ДК25БА в высококоэрцитивном состоянии

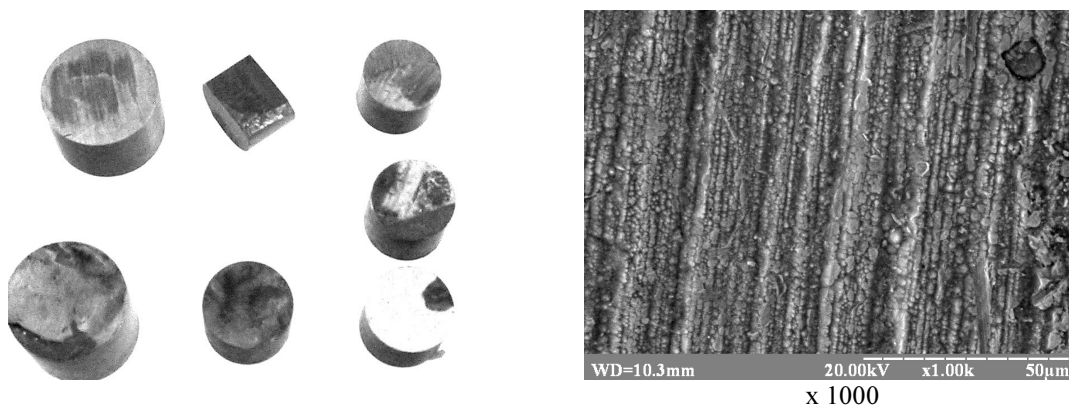


Рисунок 2 – Образцы магнитного сплава ЮН15ДК25БА после осуществления резки абразивным кругом

Рисунок 3 – Поверхность магнитного сплава в поле зрения электронного микроскопа после резки абразивным кругом

Исследования по резке образцов из магнитного сплава алмазно-электрохимическим методом проводили на станке 3А64М [2]. Резку проводили алмазными кругами 1А 1R 200 x1x32 АС6 125/100 М2-1 100%. Величина подачи на врезание 15 мм/мин. Образцы из магнитного сплава после резки алмазно-электрохимическим методом представлены на рис. 4.

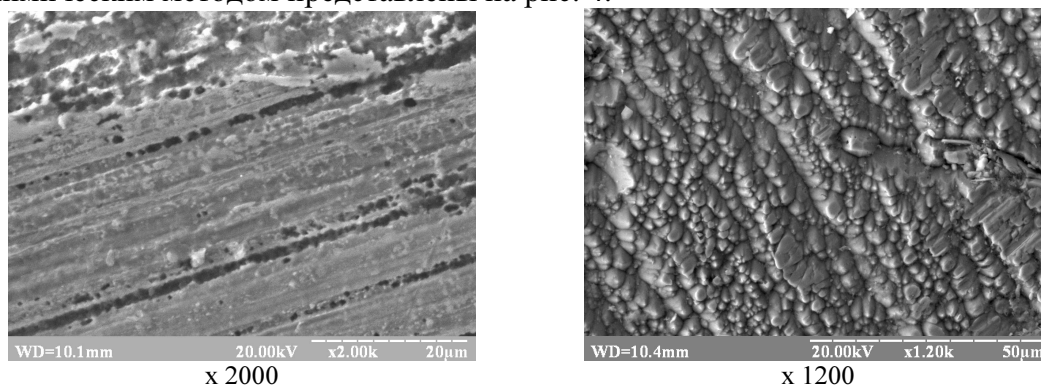


Рисунок 4 – Поверхность образцов из магнитного сплава ЮН15Д25БА после резки алмазно-электрохимическим способом

На рисунках видны участки, покрытые окисной пленкой. Обнаружены следы локального растворения твердого сплава. Можно констатировать, что резание происходит в более благоприятных условиях.

При большом увеличении видна структура магнитного сплава. Следы пластической деформации отсутствуют. Исследования качества поверхности при осуществлении алмазно-эрозионной резки проводили на станке ЛШ-128 [34]. Резку проводили алмазными кругами 1А 1R 200 x1x32 AC6 125/100 M2-1 100%. В электролите. Подача на врезание 15 мм/мин. Образцы из магнитного сплава после резки алмазно-электроэрозионным методом представлены на рис. 5.

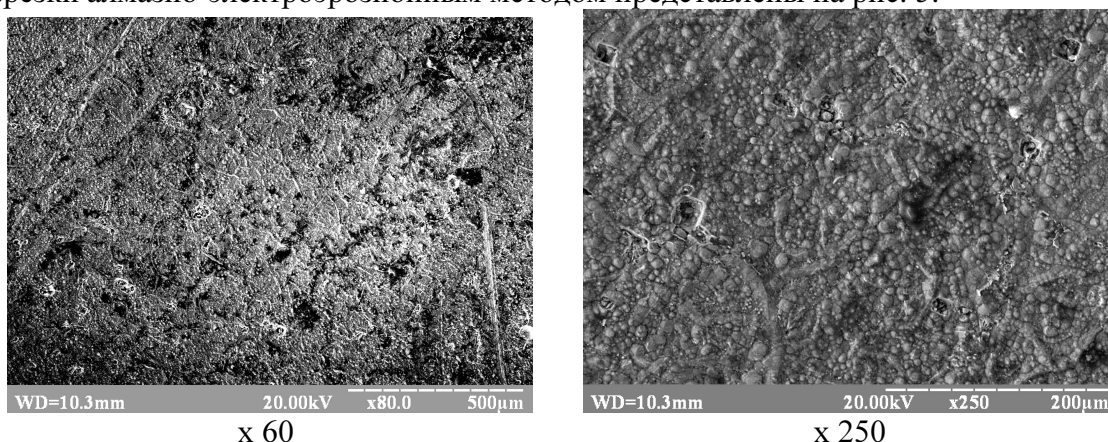


Рисунок 5 – Поверхность образцов из магнитного сплава ЮН15Д25БА после резки алмазно-электроэрозионным способом

Проведены промышленные испытания резки магнитов на станке HSG - TECHNOLOGIE, изготовленном в ФРГ. Заготовки магнитов резали кругами из эльбора при вращающейся заготовке [5]. Образцы магнитов после резки кругами на гальванической связке представлены на рис. 6.

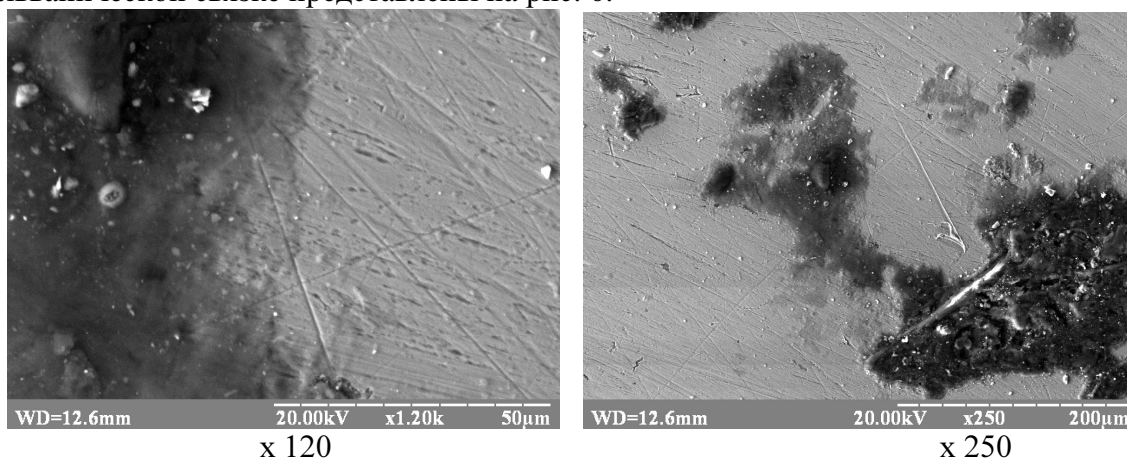


Рисунок 6 – Поверхность образцов магнитов из сплава ЮН15ДК25БА после обработки кругами на гальванической связке на станке HSG – TECHNOLOGIE

Электронно-микроскопический анализ показал, что обработка кругами на гальванической связке на оборудовании ФРГ обеспечивает значительное снижение шероховатости, при отсутствии сколов и микротрещин. Однако образования прижогов на обработанной поверхности избежать не удалось. Резка кругами на гальванической связки позволила обеспечить значительное улучшение качества обработки без снижения производительности. При это на порядок повысилась точность обработки и в десятки раз снижен расход алмазов. Однако полученные результаты не удовлетворяли производство при условии массового изготовления деталей. Для условий массового производства был изготовлен специальный широкоуниверсальный

станок для резки магнитов ШАРМ -3, в котором резку заготовок осуществляли блоком высокоточных отрезных кругов.

Образцы магнитов из сплава ЮН15ДК25БА после резки кругами на гальванической связке на станке ШАРМ -3 представлены на рис. 7.

В результате электронно-микроскопического анализа поверхности образца из магнитного сплава ЮН15ДК25БА после резки установлено, что на поверхности отсутствуют следы пластической деформации. Рельеф поверхности образован преимущественно резанием. На поверхности отсутствуют навалы металла вокруг борозд.

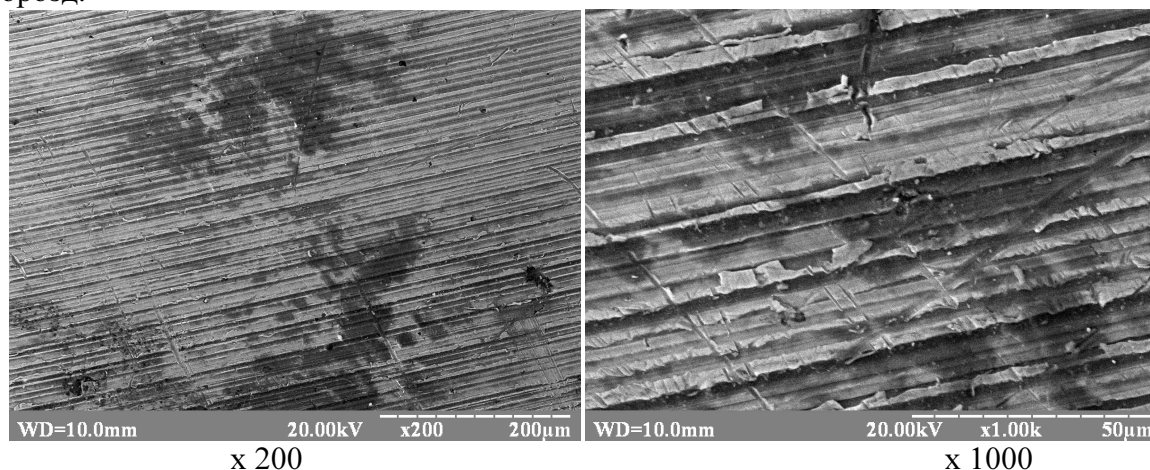


Рисунок 7 – Поверхность образцов из магнитного сплава ЮН15ДК25БА после резки кругами на гальванической связке на станке ШАРМ -3

На рис. 8 представлены заготовки магнитов после резки на станке HSG – TECHNOLOGIE и ШАРМ – 3.

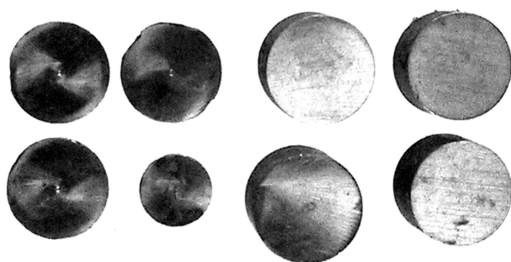


Рисунок 8 – Заготовки магнитов после резки на круга с станках: 1– HSG TECHNOLOGIE; 2– ШАРМ – 3 закреплением зерен

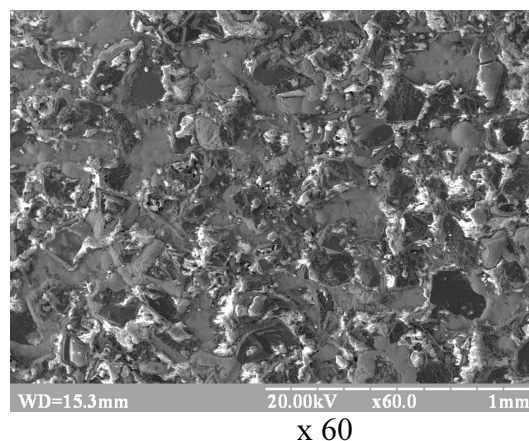


Рисунок 9 – Рабочая поверхность гальваническим

Экспериментально установлено, что на поверхности образцов после резки на станке ШАРМ–3 отсутствуют не только сколы и микротрещины, но и полностью устранены прижеги.

Это объясняется тем, что круги из высокопрочного кубического нитрида бора на гальванической связке имеют большее фактическое количество работающих зерен, припадающее на единицу площади. Зерна выступают на одинаковую высоту, и это обеспечивает эффективное резание независимо от изменения величины поперечной подачи. Использование смазочно-охлаждающей жидкости, имеющей в своем составе

мелкодисперсный графит способствует уменьшению затрат мощности на преодоление трения в зоне резания. Значительно улучшены условия теплоотвода, устранены причины возникновения локальных очагов высоких температур на обрабатываемой поверхности.

В результате осуществления размерной обработки образцов высококоэрцитивных магнитов из сплава ЮН15ДК25БА установлено следующее:

- осуществление резки образцов из магнитного сплава абразивным методом обеспечивает высокую производительность обработки при ее низком качестве, что выражено в образовании прижогов, сколов и микротрещин на обрабатываемой поверхности. Поверхность образцов носит следы пластической деформации, течения и вытеснения металла, что свидетельствует о значительном вкладе силового фактора при осуществлении микрорезания;

- осуществление резки образцов из магнитного сплава алмазно-электрохимическим и алмазно-эрозионным методами обеспечивает высокое качество при невысокой производительности обработки. Резание осуществляется при незначительном силовом воздействии за счет растравливания и разупрочнения поверхности. Первоначальная структура магнитного сплава не нарушена, что благоприятно сказывается на сохранении магнитных свойств;

- осуществление резки образцов из магнитного сплава кругами на гальванической связке обеспечивает осуществление бездефектной обработки в сочетании с высокой производительностью, что подтверждается результатами электронно-микроскопического анализа поверхности образцов.

## Список литературы

1. А.В. Якимов, А. Н. Паршаков, В. И. Свищев, В.П. Ларшин. Управление процессом шлифования. К: Техніка. 1983. -183 с.
2. А.М. Бровченко, И.Ф. Пономаренко, Н.Г. Возна. /Металлографическое исследование структуры магнитных сплавов после термомагнитной обработки. // Наукові записки КДТУ. – Вип. 5. 2004. – С. 213-217.
3. А.М. Бровченко. Инструмент из КНБ на гальванической связке для резки высококоэрцитивных магнитов. Инструментальний світ.– №1.– 2003. – С. 11-13.
4. А.М. Бровченко. Оборудование и технология для высокоэффективной размерной обработки магнитных сплавов./ Мир техники. №1.– 2007. – С. 18-15.
5. А.М. Бровченко, В.В. Коваленко, М.Ф.Волченко. Алмазно-электрохимическая резка магнитов и твердых сплавов// Збірник наукових праць КДТУ "Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація". Кіровоград. Вип. 13.– 2003. – С. 300-305.
6. А.М. Бровченко, И.Ф. Пономаренко. Размерная обработка твердых и магнитных сплавов инструментом на гальванических связках// Збірник наукових праць КДТУ "Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація". Кіровоград. Вип. 13.– 2003. – С. 246-251.

В статті приведені результати електронно-мікроскопічного аналізу поверхності литих магнітних сплавів типу АЛНІКО після здійснення абразивної, алмазно – електролітичної і алмазно ерозійної обробки.

The article deals with the results of metallographic and electron -microscopic investigation of the structure of casting magnet alloys of ALNICO type after realiging of diamond - electrochemical and diamond - erosion treatment magnet alloys dimensions treatment electron - microscopic analysis

**В.И.Носуленко, проф., д-р техн. наук, А.М. Бровченко, инж., В.В. Смоквина, маг.,  
Н.Г. Возна, преп., Н.Г. Волошина, инж.**

*Кировоградский национальный технический университет*

## **Исследование процесса алмазно-абразивной обработки твердых и магнитных сплавов с использованием малогабаритных лабораторных (стендовых) установок**

В статье приведены результаты исследования качества подготовки режущей поверхности алмазных кругов и процесса шлифования твердых и магнитных сплавов на малогабаритных (стендовых) установках

**магнитные и твердые сплавы, лабораторные установки, режущий рельеф**

Проверка новых технических решений в условиях производства с целью повышения эффективности алмазно-абразивной обработки требует высвобождения оборудования и отвлечения рабочих от выполнения основной производственной программы, затрат электроэнергии, материалов и химикатов. Практика показала, что достичь положительного результата можно с меньшими экономическими затратами, используя для проведения исследований малогабаритное лабораторное (стендовое) оборудование, на котором можно моделировать процесс шлифования. Одним из методов исследования процесса шлифования является резание – царапание единичным зерном. На результатах работы единичного зерна представляется возможным изучить динамику процесса шлифования, установить закономерность и связь между толщиной и шириной срезаемой стружки и размерами зерна. Отдавая должное этим методикам исследования необходимо заметить, что реальные условия шлифования имеют мало общего с условиями резания единичным зерном, сущность которых заключается в том, что шлифование – это процесс массового микрорезания зернами разного размера, произвольно ориентированными в пространстве, неравномерно расположенными по глубине рабочего слоя. Причем каждое последующее зерно не попадает точно в след, оставленный предыдущим зерном. В последние годы появились работы, позволяющие исследовать процесс шлифования путем использования фрагментов, имеющих такие же физико-механические характеристики, как реальный алмазный инструмент [3]. Это раздвигает рамки исследований, позволяя моделировать процесс шлифования, приближая его к реальным условиям. Но для этого необходимо создание специального оборудования. Этим и объясняется актуальность данной работы. На кафедре химии и основ экологии изготовлены лабораторные установки, позволяющие исследовать процессы как алмазного, так и абразивного шлифования, а также комбинированные методы обработки и правки, используя для этой цели, как стандартный алмазный инструмент, так и его фрагменты. Использование малогабаритных лабораторных установок для исследования процессов алмазно-абразивного шлифования имеет следующие преимущества, перед стандартным шлифовальным оборудованием:

- малые габариты и минимальная энергоемкость;
- незначительный расход реактивов на приготовление смазывающе-охлаждающих жидкостей, и электролитов;

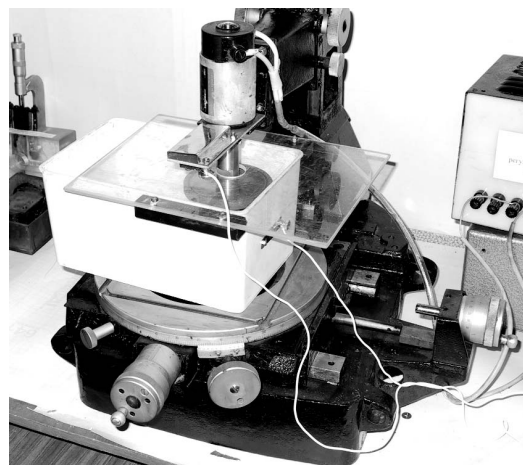
- возможность осуществлять более точное позиционирование инструмента относительно обрабатываемого образца;
- возможность плавного регулирования числа оборотов шпиндельного узла;
- возможность осуществления экспресс анализа при изменении режимов шлифования;
- использование образцов малого сечения, что позволяет применять стандартные источники питания при исследовании комбинированных процессов шлифования;
- возможность их использования в виде стендовых демонстрационных установок для обучения студентов;
- возможность быстрого переоборудования и модификации установок.

Для осуществления алмазного шлифования чашечными алмазными кругами без применения СОЖ была изготовлена лабораторная специальная установка. Рис 1, а.

Для ее изготовления был использован большой инструментальный микроскоп, на котором был установлен на горизонтальной стойке электродвигатель мощностью 50Вт с оправкой для крепления чашечных шлифовальных алмазных кругов с наружным диаметром 75 мм. При необходимости на горизонтальную стойку микроскопа может быть установлен электродвигатель с насадкой для крепления образца с алмазоносным слоем. Лабораторные установки для исследования процесса шлифования изображены на рис 1.



а



б

а – алмазного шлифования, б – алмазно-электрохимического шлифования

Рисунок 1 – Лабораторные установки для исследования процесса алмазно-абразивной обработки

Образцы твердого сплава с различным содержанием кобальта размером 5x5 мм закрепляют в слесарных тисках, которые были соединены с поворотным столиком микроскопа. С помощью микровинтовых прецизионных головок образец можно перемещать при необходимости в продольном и поперечном направлениях. Для исследования механизма износа алмазных кругов на электронном микроскопе были изготовлены специальные образцы в форме прямоугольников с алмазоносным слоем на различных связках. Образцы с помощью эпоксидного клея закрепляли в специальной оправке, которая затем крепилась в зажимном патроне. Для исследования качества поверхности были изготовлены образцы твердых сплавов ВК и ТК с различным содержанием кобальта, карбида вольфрама и карбида титана, а для исследования влияния углерода на эксплуатационные показатели инструментов из твердых сплавов, образцы с различным содержанием углерода. Структуру твердого сплава в состоянии поставки и после обработки определяли металлографическим и электронным анализом. Характер износа рабочей поверхности алмазных зерен отслеживали визуально на биологическом микроскопе – МИС-11. Для проведения исследований были

использованы круги на органических связках и металлических связках, а также их фрагменты на основе связок Cu-Sn и Cu Al. (Таблица 1).

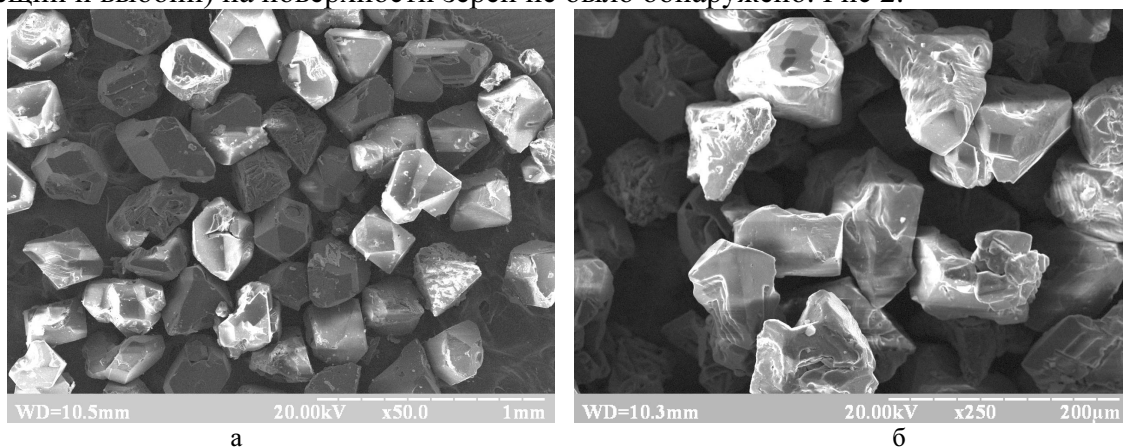
Шлифовали образцы твердых сплавов малого сечения: 20 ВК6ВС, 20ВК6ВС, ВК6, ВК6С, ВК6П, ВК8, Т15К6.

Таблица 1 – Технические характеристики фрагментов алмазных кругов

Марка алмаза	Связка	Зернистость	Концентрация, %	Марка алмаза	Связка	Зернистость	Концентрация, %
АС4	М1- 04	100/80	100	АС6	МО20-2	100/80	25
АС6	М2-01	100/80	100		М1-05		
АС6	М1-05	100/80	100	АС6	М1-05	100/80	150
АС6	МО20-2	100/80	100	АС6	М1-05	100/80	100

Для проведения исследований по алмазному и алмазно-электрохимическому шлифованию твердых сплавов была изготовлена специальная установка. Рис. 1, б. Обработка твердого сплава проводилась непосредственно в среде СОЖ или электролита. Вращающийся алмазный круг погружался в жидкую среду до соприкосновения с образцом. Точность вертикального перемещения алмазного круга контролировали с помощью индикатора часового типа. Для предотвращения разбрызгивания, емкость закрывалась подвижной прозрачной крышкой из оргстекла, что позволяло осуществлять наблюдение за ходом протеканием процесса. Так на катод подавался через скользящий подпружиненный контакт, на анод - через прижимной винт. Частота вращения электродвигателя постоянного тока плавно регулировалась специальным приводом. Для проведения исследований с использованием твердых смазок были изготовлены карандаши на основе воска и стеарина с добавлением как обычного, так и мелкодисперсного графита, а также твердой фракции графитолов.

Исследование микропорошков при помощи электронного микроскопа показало, что большинство, как алмазных зерен, так и зерен из кубического нитрида бора имеют форму близкую к округленной. Зерен с вытянутой (эллипсообразной), оказалось незначительное количество. Они имели большое количество микрокромки и внешне отличались лишь размерами. Дефектов структуры (трещин кливажа, полигональных трещин и выбоин) на поверхности зерен не было обнаружено. Рис 2.

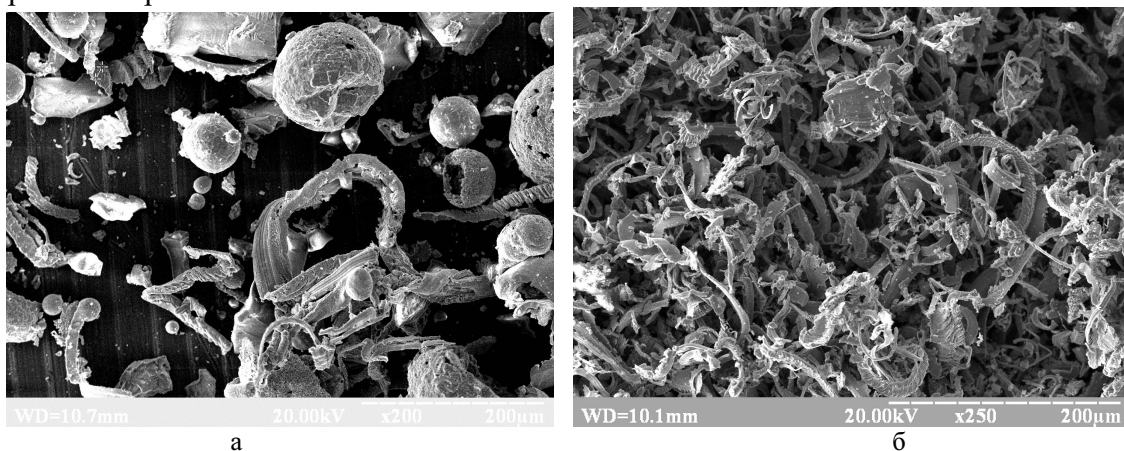


а – порошок из синтетического алмаза 80/63; б – порошок из кубического нитрида бора 250/200

Рисунок 2 – Электронные фотографии зерен микропорошка из синтетического алмаза и кубического нитрида бора

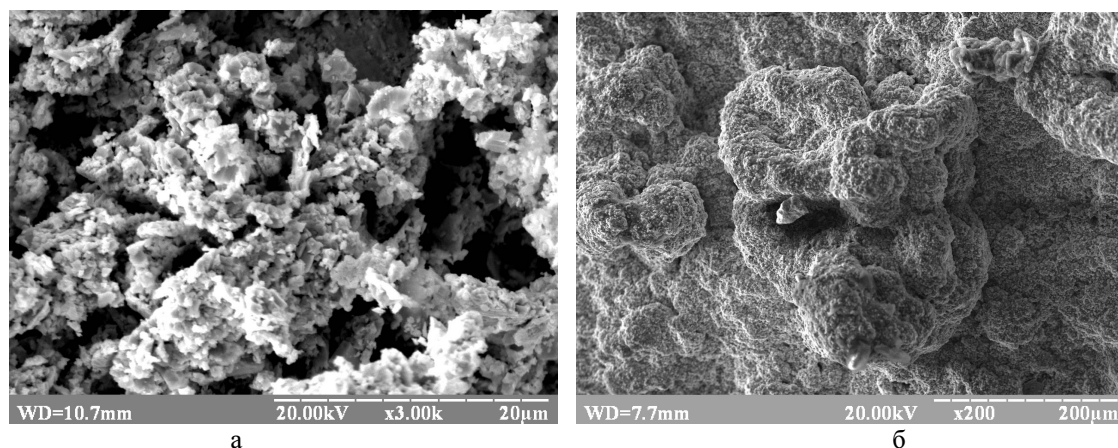
Исследование состояния рабочей поверхности круга и шлама в поле зрения электронного микроскопа показывает, что после абразивной обработки инструментальных сталей шлам представляет фрагменты спиралевидной стружки со следами побежалости, каплевидные оплавленные частицы и зерна абразива. Средняя толщина стружки равна 20 – 30 мкм. После алмазной обработки магнитного сплава ЮН15ДК25БА стружка серпообразная. Следов побежалости и частиц алмазных зерен не обнаружено. Средняя толщина стружки 3-5 мкм. Рис. 3.

Это свидетельствует о том, что при осуществлении обработки абразивным инструментом инструментальной стали, температура в зоне резания соответствовала температуре плавления металла. Использование алмазного инструмента позволило существенно уменьшить температуру и улучшить условия резания. После обработки твердого сплава на рабочей поверхности круга остаются фрагменты порошкообразной массы мелких частиц серого цвета, которые спекаются в агрегатные образования и покрывают всю поверхность круга. Особенно активно спекание и агрегатирование порошкообразной массы частиц твердого сплава осуществляется вокруг зерен, образуя бугристые наросты. Рис. 4.



а - инструментальной стали, б – магнитного сплава

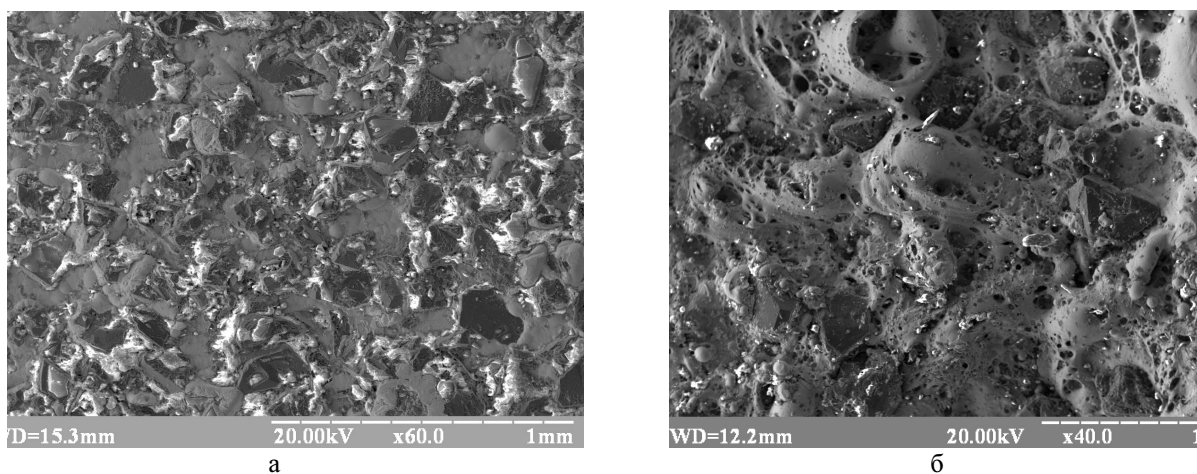
Рисунок 3 – Фрагменты стружки, полученной после абразивной алмазной обработки



а – агрегатные образования порошкообразной массы после шлифования твердого сплава; б - наросты вокруг алмазных зерен

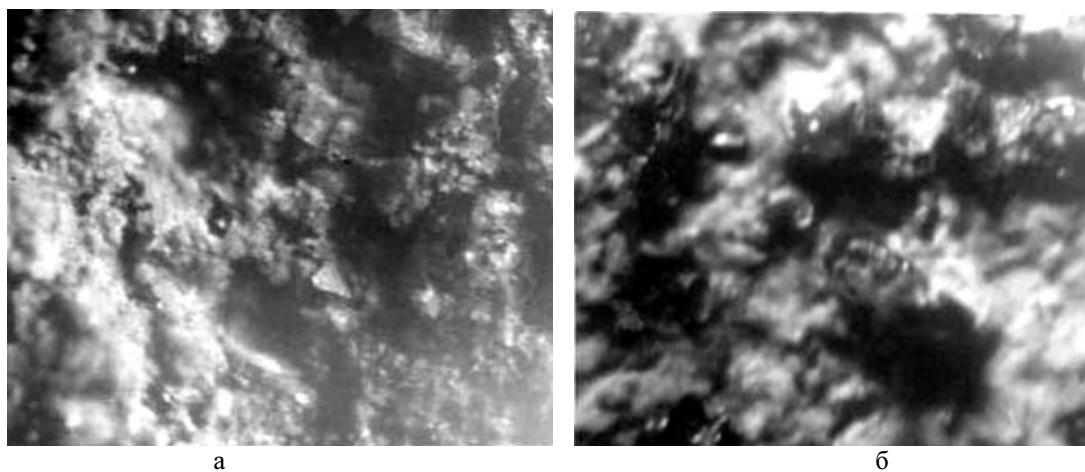
Рисунок 4 – Рабочая поверхность алмазного круга «заселенная» мелкодисперсной порошкообразной массой в поле зрения электронного микроскопа

Г. Рейнхард И В.Грюнвальд предполагают [4], что губчатая масса, которая осаждается на алмазные зерна, представляет чистый кобальт, выполняющий функцию катода. Губчатый слой препятствует возникновению коротких замыканий, и это дает возможность работать при больших плотностях тока без ущерба для качества. Анализ внешнего вида стружки и расчет ее параметров позволяет судить об условиях, в которых происходило микрорезание, и о теплонапряженности процесса. В работе [1] высказано предположение о возможности эффективного использования размерной обработки дугой (РОД) для профилирования кругов на металлических связках. В этой связи исследовано различных методов правки на состояние режущей поверхности алмазных кругов, в том числе и с помощью РОД. Установлено, что правка с помощью размерной обработки дугой не обеспечивает формирование необходимой микроструктуры режущего профиля, ведет к оплавлению участков связки, графитизации зерен, образованию наплывов, величина которых намного превышает высоту выступания зерен, которые фактически находятся во впадинах кратеров. Не обеспечивает и достаточно хорошего качества подготовки поверхности и правка абразивом. Наряду с выступами алмазов на поверхности круга видны гребешки связки. Наиболее высокое качество получено при использовании электрохимической правки. Рис. 6.



а – круга на гальванической связке; б – алмазного круга после правки РОД

Рисунок 5 – Участки рабочей поверхности алмазно-абразивного инструмента круга



а – после абразивной правки, б – после электрохимической правки

Рисунок 6 – Рабочая поверхность алмазного круга в поле зрения инструментального микроскопа

Исследовано состояние режущей поверхности кругов на гальванической связке. Достоинством их применения является то, что они не требуют правки. Экспериментально установлено, что они обладают наиболее высокой режущей способностью. Круги с гальваническим закреплением зерен имеют наибольшую высоту выступания зерен над уровнем связки и более высокую плотность расположения на рабочей поверхности, что и обеспечивает как высокое качество обработки, так и большую производительность шлифования магнитных сплавов.

## Выводы

1. Использование лабораторного (стендового) оборудования для проведения исследований по алмазно-абразивной обработке позволяет приблизить результаты моделирования процесса к реальным условиям шлифования, способствует высвобождению станочного оборудования, снижению затрат материальных ресурсов и экономии времени.
2. Электронно-микроскопическое исследование шлама позволяет определить условия, при которых происходило микрорезание, влияние температурного фактора, форму и параметры стружки при обработке магнитного сплава, или размеры микрочастиц при обработке твердого сплава.
3. Экспериментально установлено, что использование метода размерной обработки дугой для формирования режущего профиля нецелесообразно из-за образования наплывов вследствие оплавления связки, величина которых превышает высоту выступания зерен над уровнем связки, а также вследствие снижения ресурса использования алмазных зерен из-за их графитизации.
4. Показано, что более эффективным методом восстановления режущего профиля, по сравнению с правкой абразивом является электрохимическая правка.
5. Электронно-микроскопическим анализом установлено, что круги на гальванической связке имеют наиболее развитую структуру режущего микропрофиля, в результате чего, способны обеспечить наиболее высокое качество и производительность размерной обработки как твердых, так и магнитных сплавов.

## Список литературы

1. В.М. Боков, А.М. Бровченко, Т.О. Мельник. Про можливість використання процесу розмірної обробки дугою для профілювання алмазних кругів на металевій зв'язці. Тезиси доповідей на Першій міжнародній науковій конференції „Машинобудування та металообробка - 2003”. Кіровоград 2003. Вип. 12. С. 11-12.
2. А.М. Бровченко, І.П. Пономаренко, Н.Г. Возна. Дослідження ефективності алмазно – електрохімічного шліфування з автоматичною правкою робочої поверхні алмазних кругів струмом зворотної полярності. Збірник наукових праць КДТУ „Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація” Вип. 6. Кіровоград 2000. – С. 25-27.
3. В.І. Лаврінченко, І.В. Лещук, В.О. Скрябін. Підхід до вибору складу технологічних рідин, як нетрадиційного засобу неявної поляризації при шліфуванні. //Сверхтвердые материалы,-2006-№ 3. С. 62-71.
4. Zum elektrolytischen Abtrad von Hartmetall mit Diamantschleifscheiben von Dr Hans Reinhart und Walter Grunwald Werkstatt und Betrieb 1962 N95. S 212 -118.

В статті приведені результати досліджень якості підготовки ріжучої поверхні алмазних кругів і процесу шліфування твердих і магнітних сплавів на лабораторних малогабаритних (стендових установках.)

The results of the investigation of the preparation quality of cutting surface of diamond wheels and the process of hard alloys grinding on small -side stand installations are given in the article Magnet alloys stand installations cutting relief

Л.Г. Віхрова, проф., канд. техн. наук, В.В. Аулін, проф., канд. фіз.-мат. наук,  
В.А. Бісюк, асп., В.Ф. Гамалій, проф., д-р техн. наук  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Перспективи розвитку автоматичного управління технологічним процесом наплавлення композиційних покриттів

Представлено результати аналізу способів автоматичного управління режимом наплавлення композиційних покриттів, запропоновано спосіб автоматизації керування температурою індукційного наплавлення композиційного покриття та спосіб управління складом композиційного матеріалу, наведено їх функціональні схеми, описано принцип роботи.  
**автоматична система управління, індукційне наплавлення, композиційний матеріал, композиційне покриття, способи наплавлення, режими наплавлення**

### Постановка проблеми

Технологічний процес зміцнення деталей машин нанесенням композиційних покриттів різними способами з використанням концентрованих потоків енергії останнім часом активно досліджується і впроваджується на виробництві в різних галузях, особливо на машинобудівних та ремонтних підприємствах. Тому безперечно його автоматизація є актуальною задачею, рішення якої дозволить значно підвищити якість композиційних покриттів, а також надати нових властивостей деталям обробленим індукційним, плазмовим чи лазерним наплавленням, враховуючи величину і характер зносу при експлуатації.

Автори зупинились на дослідженні процесу індукційного наплавлення, як найбільш поширеного на виробництві.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Для того щоб обрати принцип розробки автоматичної системи управління (АСУ) і оптимізувати процес наплавлення по визначним параметрам було проаналізовано відомі способи автоматичного управління режимом наплавлення струмом високої частоти у виробничих умовах [1,2,3].

1. Нагрівання при постійній анодній напрузі на генераторі. При цій умові струм в індукторі і напруга на ньому будуть визначатися фізичними властивостями матеріалів, що наплавляються. Якщо вони суттєво не змінюються в процесі нагрівання деталей, то при постійній напрузі генератора і тривалості нагрівання результати процесу наплавлення будуть практично однакові. Для забезпечення однакового терміну нагрівання в електричну схему вводять реле часу, яке після закінчення заданої тривалості процесу вимикає установку наплавлення. Корегування режиму нагрівання здійснюється зміною установок реле часу або зміною напруги генератора;

2. Нагрівання при постійній напрузі на індукторі. При необхідності більш точно багаторазово відтворити режим нагрівання система регулювання напруги генератора виконується таким чином, щоб підтримувати постійну напругу на індукторі. Тривалість процесу наплавлення забезпечується також реле часу;

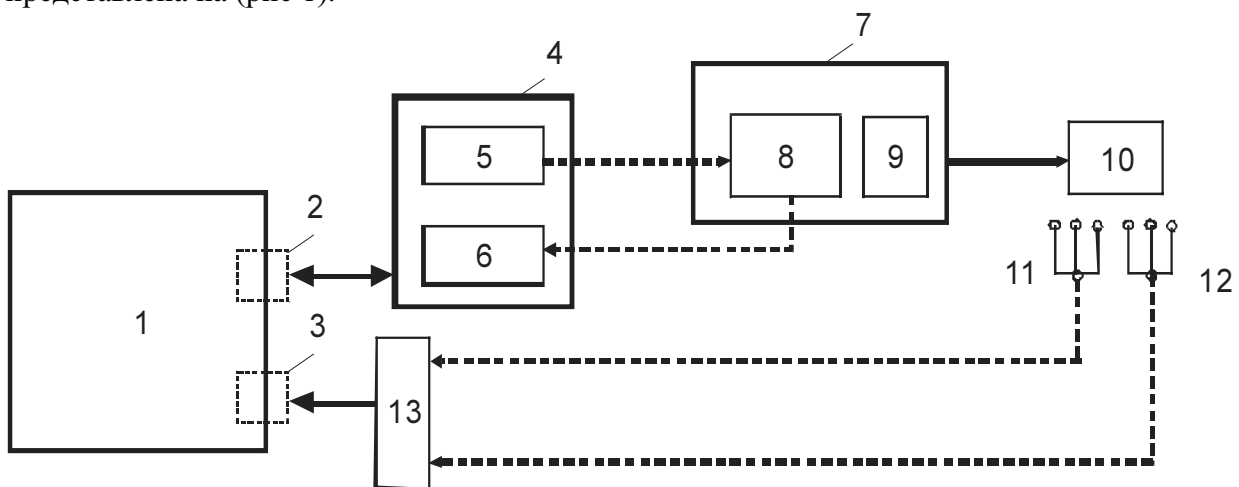
3. Застосовується реле енергії. В цьому випадку закінчення процесу наплавлення виконується по сигналу реле енергії, яке з моменту вмикання нагрівання фіксує енергію, передану в деталь під час наплавлення композиційного покриття (КП);

4. Контроль температури наплавлення пірометром. В цьому випадку нагрівання при постійній напрузі зупиняють по сигналу пірометра, який безперервно вимірює температуру певної ділянки поверхні деталі в процесі наплавлення. Швидкодіючі сучасні пірометри вимірюють температуру поверхні постійно порівнюючи її з еталоном. Такий метод дозволяє вимірювати температуру достатньо точно. Крім того, при прямому вимірюванні температури на поверхні деталі система управління може компенсувати можливі відхилення параметрів процесу наплавлення;

5. Управління процесом наплавлення КП за допомогою програмованої системи управління.

**Метою** даної роботи є виявлення можливостей вдосконалення (підвищення якості напавленого покриття і продуктивності системи, а також зменшення енерговитрат) технологічного процесу наплавлення КП, шляхом створення АСУ, яка дозволить контролювати всі етапи процесу зміцнення деталей сільськогосподарської техніки (СТТ) від приготування композиційного матеріалу до наплавлення композиційного покриття та оперативно змінювати параметри виробничого процесу (напругу в індукторі, частоту струму, тривалість і температуру наплавлення), не зупиняючи технологічний процес.

Проаналізувавши недоліки та переваги вищевказаних способів управління технологічним процесом індукційного наплавлення, авторами було запропоновано спосіб автоматизації керування температурою індукційного наплавлення композиційного покриття [4], який поєднує в собі переваги 4-го та 5-го способів. Для реалізації вказаного способу запропоновано функціональну схему АСУ, яка представлена на (рис 1).



1 - керуюча ЕОМ, 2 - RS232 - послідовний порт, 3 - універсальний послідовний порт (порт USB), 4- пристрій спряження, 5 - цифро-аналоговий перетворювач (ЦАП), 6 - аналого-цифровий перетворювач (АЦП), 7 - генератор струму високої частоти (СВЧ), 8 - блок керування генератора, 9 - регулятор напруги, 10 - індуктор, 11 і 12 - системи пірометрів – інфрачервоних датчиків температури відповідно матеріалу деталі та композиційного покриття, 13 - USB концентратор

Рисунок 1 - Структурна схема АСУ процесом індукційного наплавлення

Спосіб реалізується наступним чином. Після розміщення деталі з нанесеною шихтою в полі індуктора 10 з керуючої ЕОМ 1 через послідовний порт 2 на ЦАП 5 в пристрої спряження 4 поступає керуюча командна послідовність, яка задає напругу потрібну для наплавлення і служить сигналом для початку процесу наплавлення. Після

перетворення в аналоговий вигляд команда передається на блок керування 8 генератором СВЧ 7, який через регулятор напруги 9 подає напругу на індуктор 10. Через задані в програмному таймері ЕОМ 1 проміжки часу відбувається зчитування даних з USB порту 3 від систем температурних датчиків 11 і 12, сигнали від яких проходять через USB концентратор 13. Якщо температура матеріалу деталі наблизилась до точки оплавлення, з ЕОМ 1 через АЦП 5 відправляється корегуюча командна послідовність на блок керування 8, який керує регулятором 9 для зменшення напруги, що подається на індуктор 10. Інакше, якщо температура матеріалу деталі допустима, а температура композиційного покриття недостатня для якісного оплавлення, з ЕОМ 1 через АЦП 5 відправляється корегуюча командна послідовність на блок керування 8, який керує регулятором 9 для підвищення напруги, що подається на індуктор 10, у випадку, якщо температура деталі та покриття відповідають заданим вимогам, ЕОМ 1 через заданий проміжок часу вимикає генератор СВЧ 7 через блок керування 8. Після заміни деталі цикл повторюється.

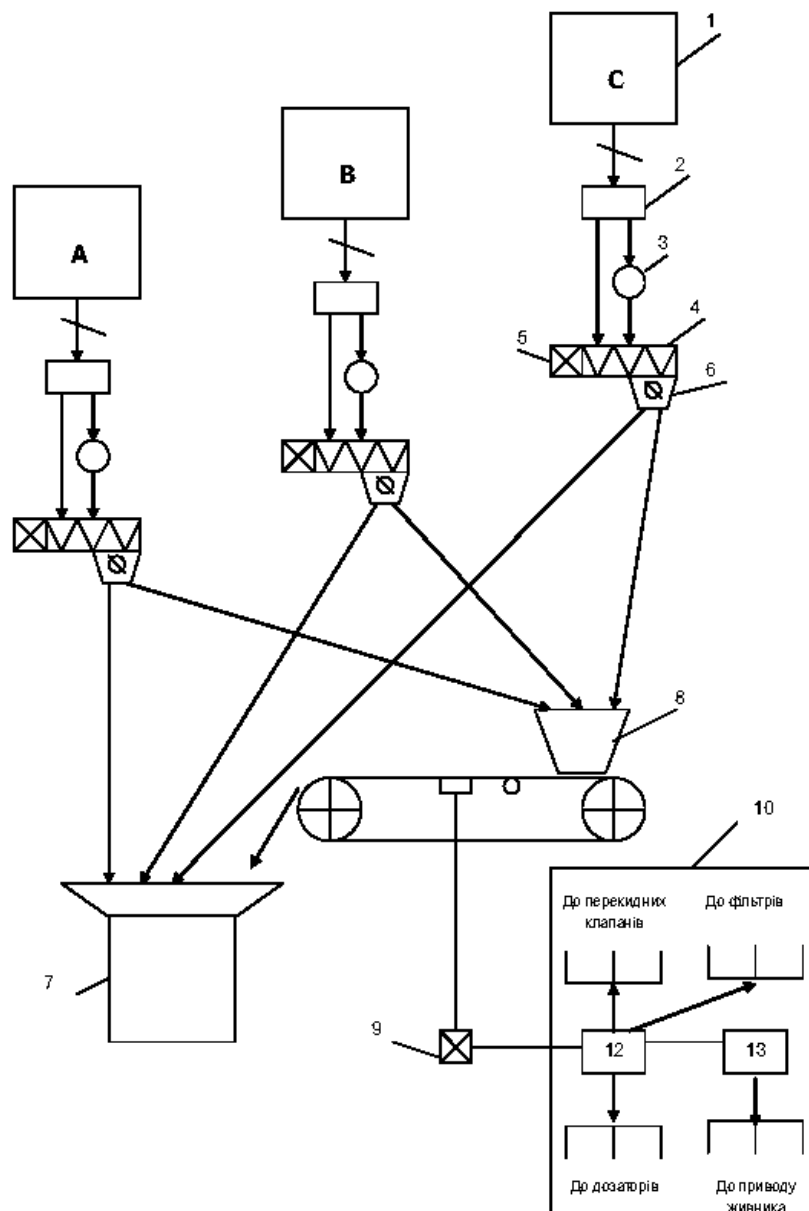
Режими наплавлення визначаються подачею струму заданої частоти та напруги з генератора СВЧ на індуктор впродовж певного проміжку часу або динамічну зміну параметрів процесу наплавлення (анодної напруги на індукторі, тривалості нагрівання) відповідно заданого управляючої ЕОМ алгоритму. Аналогічне компонування системи можна використати також для управління процесами плазмового та лазерного наплавлення, замінивши генератор СВЧ на виконавчі пристрої, що використовуються в зазначених процесах. З незначними змінами вона дозволить управляти потужністю вносимою в деталь будь якою установкою для наплавлення покриттів.

Для підвищення якості композиційного покриття крім управління параметрами наплавлення, важливе значення має управління хімічним і гранулометричним складом шихти [5].

При використанні запропонованого способу управління складом композиційного матеріалу (КМ) тобто шихти, всі компоненти суміші проходять процес фільтрації та подрібнення до заданих умов гранулометричного складу як кожного компонента, так і всієї суміші, всі фільтри зв'язані з керуючим блоком, який задає розмір комірки фільтру.

На рис. 2 представлено схему реалізації управління складом шихти.

Спосіб реалізується наступним чином. Компоненти суміші А,В,С, що знаходяться в ємностях 1 проходять через фільтри 2. Фільтри мають розмір комірки регульований, за допомогою блока керування 11, частки суміші, які не пройшли фільтр 2 надходять в подрібнювач 3, а потім разом з відфільтрованою речовиною безперервно і одночасно за допомогою живильників-дозаторів 4, які мають регульований електропривід, передаються в змішувач 7, а один із компонентів додають в змішувач 7 через стрічку вагів 8 у вигляді конвеєра для контролю масових витрат. Тут проходить зміна масових витрат компонента, який подається через ваги і порівняння його з заданим за допомогою програмного пристрою 12. По отриманій різниці заданих і дійсних витрат визначають керуючий сигнал, за допомогою якого корегують продуктивність об'ємного живильника-дозатора 4, доводячи вагові витрати даного компонента до заданої величини з точністю вимірювача вагового конвеєра. Після такого регулювання подачу даного компонента здійснюють в змішувач 7, а на ваговий контроль подають наступний компонент. Таким чином, послідовно проводять автоматичне регулювання вагових витрат кожного компонента. Після регулювання витрат останнього компонента цикл повторюють, доводячи видану із живильника дозу до заданої величини.



A,B,C - компоненти суміші, 1 - ємності, 2 – фільтри, 3 - подрібнювач, 4 - живильник-дозатора об'ємного типу, 5 -регульований привід, 6 - перекидний клапан, 7 - змішувач, 8 - живильник вагів, 9 – конвеєр, 10 – датчики, 11 - блок керування, 12 - програмний пристрій, 13 – регулятор

Рисунок 2 - Спосіб багатокомпонентного дозування сипкого матеріалу

## Висновки

Реалізація запропонованих способів управління складом шихти та температурою процесу індукційного наплавлення дає можливість розробити АСУ технологічним процесом зміцнення деталей СГТ індукційним наплавленням композиційних покриттів, переваги якої очевидні: детальний контроль всіх етапів технологічного процесу, висока точність дотримання заданого режиму роботи, здатність системи швидко перейти до іншого режиму наплавлення оптимального для нової номенклатури деталей чи матеріалів. Крім того ЕОМ, в даному випадку, використовуючи інформацію про технологічні параметри обладнання (генератора СВЧ), здатна програмно контролювати і попереджувати аварійні режими його роботи.

Ще одна важлива особливість такої АСУ – її можна використовувати для багат шарового або дискретного наплавлення, змінюючи склад шихти для кожного наплавленого шару покриття, і відповідно створюючи градієнт властивостей по глибині наплавленого шару.

## Список літератури

1. Боль А.А., Коваль В.Н., Тимошенко В.П. Регулирование режима работы высокочастотного генератора при индукционной наплавке: Экспресс-информ. – М.:ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1984.- (Сер. 3. Технология и автоматизация производства. Отеч. Опыт: Вып.1.
2. Электротермическое оборудование. Справочник под ред. А.П. Альтгаузена. 1980, 416 с.
3. Головин Г.Ф., Зимин Н.В. Технология термической обработки металлов с применением индуктивного нагрева. – Л.: Машиностроение. – 1990. – 87 с.
4. В.В Аулін, Л.Г.Віхрова, В.А.Бісюк, В.М.Бобрицький Патент 23872 Україна, МПК H05B 6/06 /Спосіб автоматизації керування температурою індукційного наплавлення композиційного покриття/ МПК H05B 6/06; заявлено 29.01.2007, опубліковано 11.06.2007, Бюл. №8.
5. В.В Аулін, Л.Г.Віхрова, В.А.Бісюк, В.М.Бобрицький Деклараційний патент на винахід України № 8907. 7G01G11/00 /Спосіб багатокomпонентного дозування сипкого матеріалу/, заявлено 28.03.05., зареєстровано 15.08.2005. Бюл. №8.

Представлены результаты анализа способов автоматического управления режимом наплавления композиционных покрытий, предложен способ автоматизации управления температурой индукционного наплавления композиционного покрытия и способ управления составом композиционного материала, приведены их функциональные схемы, и описан принцип работы.

The results of analysis of methods of automatic control of smelting of composition coverages the mode are presented, the method of automation of control of induction smelting of composition coverage a temperature and method of management of composition material composition is offered, they are resulted functional diagrams, and their principle of work is described.

**Л.М. Блохін, проф., д-р техн. наук**

*Національний авіаційний університет, м. Київ*

**С.І. Осадчий, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Оптимальна система стохастичної стабілізації багатовимірного нестійкого безпілотного об'єкта

Синтезовано оптимальну багатовимірну систему стохастичної стабілізації крейсерського руху нестійкого безпілотного об'єкта у збуреному середовищі. Визначено граничні значення дисперсій похибок стабілізації його кутових та лінійних координат. Проілюстрована необхідність розгляду даного класу об'єктів без розділення на канали.

**стабілізація, синтез, матриця спектральних щільностей, факторизація, сепарація**

Постійне зростання вимог до точності виконання заданих траєкторій руху різноманітних безпілотних об'єктів вимагає вдосконалення існуючих або розробки нових систем керування, які б в реальних експлуатаційних умовах забезпечували оптимізацію обраного показника якості. Особлива складність знаходження оптимальних систем стабілізації виникає, якщо об'єкт управління – багатовимірний, нестійкий та працює при випадкових впливах.

До теперішнього часу відомі, наприклад [1], вітчизняні методи синтезу оптимальних систем стабілізації, які успішно пройшли експериментальну перевірку при модернізації аерокосмічної техніки. Проте вони розраховані і застосовувалися лише для управління складними але стійкими рухомими об'єктами. Поширення ідей даних методів на випадок нестійких об'єктів керування привело до обґрунтування нової методології створення оптимальних систем стабілізації, яка викладена в [2,3].

Нестійкий безпілотний об'єкт (БПО), що розглядається, призначений для руху у збуреному середовищі, яке здійснює вплив на його лінійні координати та кутову орієнтацію. Дані впливи [4,5] наближаються до векторного стаціонарного випадкового процесу.

Аналіз конструкції БПО та його динаміки [6] показує, що він: може бути класифікований як апарат з двома площинами симетрії та відсутністю примусового обертання навколо повздовжньої вісі; має органи керування з приводами (носовий насадок та рулі у хвостовій частині); знаходиться у режимі стабілізації на траєкторії більшу частину часу; оснащений штатною системою стабілізації, що має незалежні канали керування, а його центр мас не співпадає з центром тисків. Випробування БПО показали, що досить часто виникають сходження об'єкта з заданої траєкторії.

Таким чином, стає актуальною проблема модернізації структури та параметрів штатного регулятора з метою усунення ефектів відхилення від траєкторії та оцінювання можливих рубежів точності стабілізації БПО в реальних експлуатаційних умовах. Вона полягає у тому, щоб при заданих конструкції об'єкта, існуючих системі датчиків первинної інформації та приводів рулів знайти такі структуру та параметри регулятора, щоб гарантувати відсутність сходів с траєкторії в крейсерському режимі руху та визначити можливі рубежі якості в реальних експлуатаційних умовах.

Основу для пошуку рішення даної проблеми склала нова методологія конструювання систем стохастичної стабілізації багатовимірних об'єктів викладена у

[2], яка доповнена результатом з [3]. Вона передбачає виконання цілого ряду взаємозв'язаних етапів:

- планування та проведення натурних випробувань БПО з метою отримання записів зміни керуючих діянь та вихідних координат в крейсерському режимі;
- визначення математичних моделей сигналів у контурах керування;
- структурна ідентифікація БПО, як багатовимірного нестійкого об'єкта в реальних експлуатаційних умовах;
- синтез оптимальної багатовимірної системи стабілізації;
- аналіз якості оптимальної системи та визначення експлуатаційних обмежень.

Результати перших трьох етапів модернізації, висвітлені в [6], включають:

- математичну модель БПО в крейсерському режимі у вигляді системи лінійних диференціальних рівнянь;
- модель зовнішніх впливів, що намагаються відхилити БПО від траєкторії, у вигляді матриці спектральних щільностей.

Їх аналіз вказує на неможливість розділення об'єкта на повздовжній та боковий канали, а також підтверджує наявність нестійких полюсів у об'єкта керування.

Дана стаття присвячена оцінюванню можливих рубежів якості стабілізації БПО в реальних експлуатаційних умовах шляхом синтезу оптимальної сохастичної системи стабілізації та аналізу її точності.

*Постановка задачі.* Припустимо що рух об'єкта стабілізації характеризує наступна система лінійних диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами

$$P \cdot x = M \cdot u + \psi, \quad (1)$$

де  $x$  –  $n$ -вимірний вектор вихідних координат об'єкта;

$u$  –  $m$ -вимірний вектор сигналів керування на входах приводів рулів;

$P$  – поліноміальна матриця розмірності  $n \times n$ , що характеризує динаміку БПО ;  
 $M$  – поліноміальна матриця розмірності  $n \times m$ , елементи яких операторні поліноми від аргумента  $p = d/dt$ ;  $\psi$  - вектор збурень, що являє собою  $n$ -вимірний центрований стаціонарний процес з відомою матрицею спектральних щільностей  $S_{\psi\psi}$ . Визначник матриці  $P$  має нестійкі корені.

Будемо вважати також, що для рішення задачі стабілізації вимірюються усі координати вектора  $x$ , а інтенсивність шуму мала, в такому разі сигнал керування визначається рівнянням

$$u = W \cdot x, \quad (2)$$

де  $W$  – матриця передатних функцій регулятора.

Необхідно знайти таку матрицю передатних функцій фізично-реалізуємого регулятора  $W$ , щоб замкнена система була стійкою, а функціонал якості

$$J = \langle x \cdot R \cdot x \rangle + \langle u \cdot C \cdot u \rangle \quad (3)$$

досягав мінімуму та оцінити дисперсії компонентів вектора  $x$ , де  $R$  та  $C$  – вагові матриці відповідної розмірності;  $\langle \rangle$  - знак математичного очікування, ' – знак транспонування.

*Алгоритм рішення.* Оскільки визначник  $|P|$  має два кореня з додатними дійсними частинами, а на вході системи діє багатовимірне стаціонарне збурення, то для рішення поставленої задачі доцільно застосувати алгоритм з [2,3] адаптований до розглянутих умов. В такому разі шукана матриця  $W$  може бути визначена у вигляді

$$W = F_u^\psi \cdot (F_x^\psi)^{-1}, \quad (4)$$

де  $F_u^\psi$  - матрична передатна функція системи від входу  $\psi$  до вектора керувань  $u$ ;

$F_x^\psi$  - матрична передатна функція системи від входу  $\psi$  до вектора вихідних координат.

Як відомо [2-4], між  $F_x^\psi$  та  $F_u^\psi$  існує рівняння зв'язку отримане на основі (1)

$$P \cdot F_x^\psi - M \cdot F_u^\psi = E_n, \quad (5)$$

в якому  $E_n$  - одинична матриця розміру  $n \times n$ . В термінах роботи [3] алгоритм знаходження матриці  $F_u^\psi$  має вигляд

$$F_u^\psi = B \cdot \Phi + A, \quad (6)$$

де  $B$  - результат правостороннього видалення нестійких полюсів [8] з добутку

$$P^{-1} \cdot M = \tilde{M} \cdot B^{-1}; \quad (7)$$

$A$  - поліноміальна матриця знайдена з рівняння

$$(P^{-1} \cdot M \cdot A)_- = -P_-^{-1}; \quad (8)$$

$P_-^{-1}$  - дробово-раціональна матриця нестійкої частини сепарації [7] оберненої матриці об'єкта;

„-” - знак знаходження нестійкої частини сепарації;

$\Phi$  - варійована матриця, структура та параметри якої визначаються динамікою БПО та умовами його експлуатації

$$\Phi = -\Gamma^{-1} \cdot (T_0 + T_+) \cdot D_0^{-1}; \quad (9)$$

$\Gamma$  - стійка дробово-раціональна матриця знайдена на основі факторизації [8] наступної суми добутків

$$\Gamma_* \cdot \Gamma = B_* \cdot (M_* \cdot P_*^{-1} \cdot R \cdot P^{-1} \cdot M + C) \cdot B; \quad (10)$$

„\*” - знак ермітового спряження матриць [9];  $D_0$  - дробово-раціональна матриця - результат факторизації

$$D_0 \cdot D_{0*} = S'_{\psi\psi}; \quad (11)$$

$T_0 + T_+$  - результат сепарації дробово-раціональної матриці  $T$

$$T = T_0 + T_+ + T_- = \Gamma_*^{-1} \cdot B_* \cdot [M_* \cdot P_*^{-1} \cdot R \cdot P^{-1} \cdot (M \cdot A + E_n) + C \cdot A] \cdot D_0. \quad (12)$$

Якщо розв'язати (5) відносно  $F_x^\psi$  з урахуванням (6), то легко визначити що

$$F_x^\psi = P^{-1} \cdot M \cdot B \cdot \Phi + P^{-1} \cdot M \cdot A + P^{-1}. \quad (13)$$

В результаті виконання розкладання на елементарні дроби

$$P^{-1} \cdot M \cdot A = (P^{-1} \cdot M \cdot A)_+ + (P^{-1} \cdot M \cdot A)_- \quad (14)$$

рівняння (13) з урахуванням (8) може бути спрощене до вигляду

$$F_x^\psi = \tilde{M} \cdot \Phi + (P^{-1} \cdot M \cdot A)_+ + P_+^{-1}, \quad (15)$$

звідки видно, що  $F_x^\psi$  має лише стійкі полюси.

Для оцінки якості стабілізації достатньо розрахувати значення показника (3), який на основі теореми Парсеваля з урахуванням співвідношень (6)-(15) може бути представлено у наступній формі [7]

$$J = \frac{1}{j} \int_{-j\infty}^{j\infty} \text{tr} \{ (T_0 + T_+)_* \cdot (T_0 + T_+) + (T_0 + T_+)_* \cdot T + T_* \cdot (T_0 + T_+) + \sum \} ds, \quad (16)$$

де  $\text{tr}$  слід матриці;

$j$  - комплексна одиниця

$$\sum = D \cdot D_* \cdot [(A_* \cdot M_* + E_n) \cdot P_*^{-1} \cdot R \cdot P^{-1} \cdot (E_n + M \cdot A) + A_* \cdot C \cdot A].$$

Оцінка дисперсій компонентів вектора вихідних координат може бути знайдена на основі відомих результатів статистичної динаміки систем управління [1], якщо визначена матриця  $F_x^\psi$  з наступного рівняння

$$d_{xi} = \frac{1}{j} \int_{-j\infty}^{j\infty} S_{xi}(s) ds, \quad \forall i \in 1, n, \quad (17)$$

в якому  $S_{xi}(s)$  -  $i$  - ий діагональний елемент матриці спектральних щільностей вихідних координат системи, яка дорівнює

$$S'_{xx} = F_x^\psi \cdot S'_{\psi\psi} \cdot F_{x*}^\psi; \quad (18)$$

$d_{xi}$  - дисперсія елемента вектора вихідних координат з номером  $i$ .

Таким чином наведено алгоритм рішення поставленої задачі, в якому для знаходження матриці передатних функцій замкненої системи  $F_x^\psi$  запропоновано використання співвідношення (15) замість (13) з метою зменшення похибок обчислень.

*Результати синтезу.* Аналіз результатів структурної ідентифікації БПО за даними випробувань з [6] показує, що вектор вихідних координат

$$x = [\gamma_1 \quad \vartheta \quad \varepsilon \quad V \quad h \quad z] \quad (19)$$

компонентами якого є відхилення кутів крену  $\gamma_1$ , тангажу  $\vartheta$  та рискання  $\varepsilon$  БПО, а також швидкості  $V$ , висоти  $h$  та лінійного бокового відхилення  $z$  має розмірність  $n = 6$ ; вектор сигналів керування на входах приводів рулів містить три компоненти

$$u = [u_1 \quad u_2 \quad u_3],$$

тому  $m = 3$ ; поліноміальна матриця  $P$  може бути представлена у вигляді

$$P = \begin{bmatrix} -s^4 + 0.2429 s^3 - 0.3296 s^2 + 0.6294 s + 0.06658 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -s^3 - 0.0065 s^2 + 0.1067 s + 0.01723 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & s^4 + 1.158 s^3 + 2.948 s^2 + 1.93 s + 1.455 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s^4 + 1.07 s^3 + 2.037 s^2 + 0.634 s + 0.044 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s^3 + 0.1 s^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & s^5 + 0.602 s^4 + 0.8382 s^3 + 0.0788 s^2 \end{bmatrix}, \quad (20)$$

а поліноміальна матриця  $M$  – наступним співвідношенням

$$M = \begin{bmatrix} -0.9604 s^3 - 1.364 s^2 + 1.63 s + 0.1757 & -0.7865 s^3 + 2.388 s^2 - 0.8597 s - 0.1106 & -0.2203 s^3 - 0.6318 s^2 + 0.102 s + 0.4977 \\ 0.3401 s^2 - 0.4099 s + 0.121 & -0.4792 s^2 + 0.1447 s - 0.2162 & 4.418 s^2 - 2.692 s + 0.3809 \\ -0.1585 s^3 - 2.089 s^2 - 0.8832 s - 4.008 & -3.073 s^3 - 4.313 s^2 - 3.699 s - 1.198 & 3.69 s^3 + 14.33 s^2 + 10.96 s + 26.07 \\ 1.461 s^3 + 1.05 s^2 + 2.57 s - 0.002518 & -0.9108 s^3 + 2.482 s^2 + 0.9576 s + 0.07003 & 4.454 s^3 + 4.32 s^2 + 8.64 s + 1.96 \\ -0.3813 s^2 - 0.388 s - 0.2818 & 0.487 s^2 - 0.9513 s - 0.1 & 0.3731 s^2 - 1.15 s - 1.413 \\ 0.0441 s^4 + 0.0185 s^3 + 0.2213 s^2 + 0.09169 s + 0.1484 & -0.06753 s^4 - 0.05453 s^3 - 0.9864 s^2 - 0.656 s - 0.05579 & 0.2888 s^4 + 0.4117 s^3 + 0.5525 s^2 + 0.306 s + 0.1505 \end{bmatrix}. \quad (21)$$

Матриця спектральних щільностей збурень, що діють на БПО у крейсерському режимі має блочну структуру

$$S'_{\psi\psi} = \frac{\sigma_\psi^2}{\pi} \cdot \begin{bmatrix} S'_{11} & O_3 \\ O_3 & \gamma^2 \cdot S'_{22} \end{bmatrix}, \quad (22)$$

де  $\sigma_\psi$  - максимальне середньоквадратичне відхилення збурення по кутовій координаті;

$\gamma$  - співвідношення між максимумами середньоквадратичних відхилень лінійних та кутових збурень;

$O_3$  - нульова матриця розмірності  $3 \times 3$ ;

$S_{11}$  - матриця нормованих спектральних щільностей збурень кутових координат

$$S'_{11} = \begin{bmatrix} \frac{-1.2385e-009 (s-2.114) (s+2.114)}{(s^2 - 1.64s + 10.24) (s^2 + 1.64s + 10.24)} & \frac{4.5592e-010 (s+2.72)}{(s^2 + 1.64s + 10.24) (s^2 - 1.64s + 10.24)} & \frac{2.9419e-008 (s-0.9898) (s+0.2243)}{(s^2 - 1.92s + 10.24) (s^2 + 1.64s + 10.24)} \\ \frac{-4.5592e-010 (s-2.72)}{(s^2 + 1.64s + 10.24) (s^2 - 1.64s + 10.24)} & \frac{-1.7783e-009 (s-1.148) (s+1.148)}{(s^2 - 1.64s + 10.24) (s^2 + 1.64s + 10.24)} & \frac{6.1907e-009 (s^2 - 1.653s + 2.029)}{(s^2 - 1.92s + 10.24) (s^2 + 1.64s + 10.24)} \\ \frac{2.9419e-008 (s+0.9898) (s-0.2243)}{(s^2 + 1.92s + 10.24) (s^2 - 1.64s + 10.24)} & \frac{6.1907e-009 (s^2 + 1.653s + 2.029)}{(s^2 + 1.92s + 10.24) (s^2 - 1.64s + 10.24)} & \frac{-9.8954e-006 (s-1.774) (s+1.774)}{(s^2 + 1.92s + 10.24) (s^2 - 1.92s + 10.24)} \end{bmatrix};$$

$S_{22}$  - матриця нормованих спектральних щільностей збурень лінійних координат

$$S'_{22} = \begin{bmatrix} \frac{-1.6264e-012 (s-0.4662) (s+0.4662)}{(s^2 - 0.068s + 0.4624) (s^2 + 0.068s + 0.4624)} & \frac{-2.5571e-012 (s-1.333)}{(s+7) (s^2 + 0.068s + 0.4624)} & 0 \\ \frac{-2.5571e-012 (s+1.333)}{(s-7) (s^2 - 0.068s + 0.4624)} & \frac{-1.1668e-011 (s-0.5464) (s+0.5464)}{(s^2 - 0.068s + 0.4624) (s^2 + 0.068s + 0.4624)} & \frac{3.9527e-011}{(s^2 - 1.806s + 18.49)} \\ 0 & \frac{3.9527e-011}{(s^2 + 1.806s + 18.49)} & \frac{-2.2648e-010 (s-3.787) (s+3.787)}{(s^2 + 1.806s + 18.49) (s^2 - 1.806s + 18.49)} \end{bmatrix}.$$

Наведені матриці (20)-(22) складають необхідну для застосування алгоритму синтезу (4)-(15) множину вихідних даних.

Аналіз коренів полінома-визначника матриці  $P$  з (20) показав, що БПО має чотири нестійкі полюси, тому в результаті сепарації оберненої матриці об'єкта визначено, що

$$P_{-}^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{-0.00011569}{(s-0.8449)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-0.00049973}{(s-0.3858)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-0.1 (s-0.1)}{s^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-0.10637 (s-0.9401)}{s^2} \end{bmatrix}; \quad (23)$$

а поліноміальні матриці  $A$  та  $B$  знайдені з рівнянь (7), (8) з урахуванням (20), (21) мають вигляд

$$A = \begin{bmatrix} -0.01292 s^2 & -0.086111 s^2 & 0 & 0 & -0.00075574 & -0.0066219 \\ -0.00074994 s^2 & 0 & 0 & 0 & \frac{0.001 (s-0.2935) (s-0.8449)}{s^2} & \frac{0.0023 (s-0.02983) (s-0.8449)}{s^2} \\ 0.01 s^2 & 0.01 s^2 & 0 & 0 & -0.0005663 (s-1.484) & 0.00085 (s+1.545) \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$B = \begin{bmatrix} -s^2 (s-0.3858) & 0 & 0 \\ 0 & s^2 (s-0.3858) (s-0.8449) & 0 \\ 0 & 0 & s^2 \end{bmatrix}. \quad (25)$$

Вагові матриці  $R$  та  $C$  узгоджують між собою різноманітні складові обраного критерію якості та можуть бути побудовані за методикою з [3] як:

$$R = \begin{bmatrix} 3.8207e+002 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1.1940e+003 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.1940e+003 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 4.9619e+0020 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 4.7553e+003 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2.4317e+002 \end{bmatrix}, \quad (26)$$

$$C = \lambda^2 \begin{bmatrix} 5.2415e+004 & 0 & 0 \\ 0 & 2.1840e+003 & 0 \\ 0 & 0 & 8.7358e+003 \end{bmatrix}. \quad (27)$$

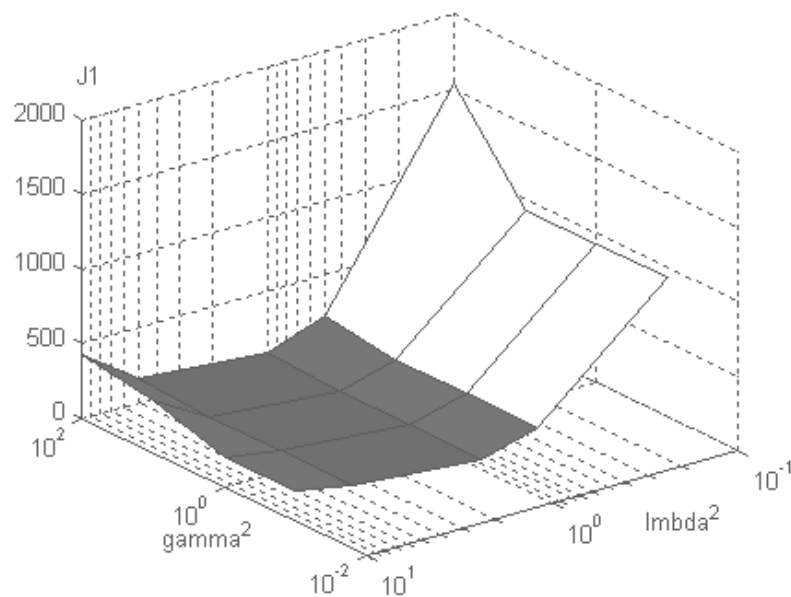
Матриця  $R$  обмежує дисперсії компонентів вектора вихідних координат  $x$ ;  $C$  – дисперсії вектора керуючих дій;  $\lambda^2$  - варійований ваговий коефіцієнт, який характеризує експлуатаційні обмеження на потужність керування.

В результаті синтезу оптимальної системи стабілізації БПО здійсненого для наступних експлуатаційних обмежень та умов:

$$\lambda^2 = [0.1 \ 0.5 \ 1 \ 5 \ 10]; \quad \gamma^2 = [0.1 \ 1 \ 10 \ 100]$$

отримані множини шуканих матриць передатних функцій  $\Phi$ ,  $F_u^\psi$ ,  $F_x^\psi$  та  $W$ , а також побудована поверхня зміни значень критерію якості (16) рис.1. Аналіз зміни  $J$  у функції від  $\lambda^2$  та  $\gamma^2$  показує, що якість стабілізації в оптимальній системі „БПО-регулятор” по різному залежить від співвідношення між дисперсіями кутових і лінійних збурень та від обмежень на керуючі дії. Поверхня зміни якості від  $\gamma$  має монотонний характер, а від  $\lambda$  існує глобальний екстремум при  $\lambda = 1$ .

Дослідження зміни структури та параметрів зазначених вище матриць в залежності від обраних експлуатаційних обмежень вказують на те, що вони при фіксованому  $\lambda$  не змінюються внаслідок варіації  $\gamma$ . В той же час спостерігається варіація параметрів матриці  $T_0 + T_+$  з (12) в залежності від  $\gamma$ . Даний факт пояснюється відсутністю кореляції між кутовими та лінійними збуреннями БПО в крейсерському режимі. Зміна  $\lambda$  не впливає на структуру матриць  $\Phi$ ,  $F_u^\psi$ ,  $F_x^\psi$  та  $W$ , а лише на їх коефіцієнти.



$$J1 = J / \sigma_\psi^2$$

Рисунок 1– Поверхня зміни якості стабілізації

Варійована матриця передатних функцій  $\Phi$  визначена при  $\lambda=1$  з (9) має наступний вигляд

$$\Phi = \begin{bmatrix} \frac{-61.3669(s+1.031)(s^2+0.3193s+0.5724)}{(s^2+0.1102s+0.02371)(s^2+0.8542s+0.6803)} & \frac{-499.6642(s+0.6951)(s^2+0.6793s+0.9209)}{(s^2+0.1102s+0.02371)(s^2+0.8784s+0.7423)} & \frac{-0.023649(s+10.1)}{(s^2+0.1102s+0.02371)(s^2+0.6389s+1.722)} \\ \frac{3.562(s+5.424)(s-3.229)}{(s^2+0.1102s+0.02371)(s^2+0.8542s+0.6803)} & 40.2377 & -0.20565 \\ \frac{-47.4973(s+0.6379)(s-0.2802)(s^2+0.6067s+0.2347)}{(s^2+0.1102s+0.02371)(s^2+0.8542s+0.6803)} & \frac{-58.0259(s+0.6359)(s-0.3451)(s^2+0.6977s+0.8793)}{(s^2+0.1102s+0.02371)(s^2+0.8784s+0.7423)} & \frac{0.098291(s^2-0.6258s+0.1998)}{(s^2+0.1102s+0.02371)(s^2+0.6389s+1.722)} \\ \frac{2.454(s-1.32)}{(s^2+0.1102s+0.02371)(s^2+0.6389s+1.722)} & \frac{-8.979(s-0.0487)}{(s+0.2674)(s+0.1)(s+0.0564)(s+5.097)} & \frac{5.1985(s+0.0207)}{(s+0.0564)(s+0.2674)(s^2+0.1102s+0.02371)} \\ \frac{-5.7604}{(s^2+0.1102s+0.02371)(s^2+0.6389s+1.722)} & \frac{-1.0354(s+5.842)(s-0.2286)}{(s+0.2674)(s+0.1)(s+0.0564)(s+5.097)} & \frac{-2.9847(s+0.7817)(s+0.008297)}{(s+0.0564)(s+0.2674)(s^2+0.1102s+0.02371)} \\ \frac{0.3459(s-1.63)(s-0.467)}{(s^2+0.1102s+0.02371)(s^2+0.6389s+1.722)} & \frac{0.5663(s-16.67)(s-0.05914)(s-0.02594)}{(s+0.2674)(s+0.1)(s+0.0564)(s+5.097)} & \frac{-1.0816(s-2.22)(s+0.08347)(s+0.0484)}{(s+0.0564)(s+0.2674)(s^2+0.1102s+0.02371)} \\ - & - & - \end{bmatrix} \quad (28)$$

а структура оптимальної передатної функції багатомірного регулятора, знайдена на основі (4) з урахуванням (6), (15), (20), (21), (24), (25) та (28) після спрощень може бути представлена як

$$W = \begin{bmatrix} \frac{-0.6325(s-6.656)(s+0.026)(s^2+0.502s+0.788)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)} & \frac{-4.275(s+0.2411)(s-4.419)(s^2+0.3923s+0.04467)}{(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} & \frac{-0.16425(s-0.03177)(s^2+0.8784s+0.7423)(s^2+0.28s+1.96)}{(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} \\ \frac{1.9659(s+0.033)(s-0.1093)(s^2+0.502s+0.788)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)} & \frac{3.6878(s+0.02592)(s-2.154)(s^2+0.3923s+0.04467)}{(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} & \frac{0.086936(s-0.00337)(s^2+0.8784s+0.7423)(s^2+0.28s+1.96)}{(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} \\ \frac{-0.53853(s+0.026)(s+2.752)(s^2+0.502s+0.788)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)} & \frac{1.5838(s+0.087)(s-9.908)(s^2+0.3923s+0.04467)}{(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} & \frac{0.04764(s-0.0318)(s^2+0.8784s+0.7423)(s^2+0.28s+1.96)}{(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} \\ \frac{1.1925(s+0.05)(s+0.0164)(s^2+0.72s+1.76)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)} & \frac{1.1224(s+0.1)(s+0.0564)(s+0.313)(s+0.396)(s-101.8)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} & \frac{-59.24(s+0.1)(s+0.05707)(s-0.528)^2}{(s^2+0.502s+0.788)} \\ \frac{-1.4365(s^2+0.01596s+0.0002146)(s^2+0.72s+0.36)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)} & \frac{-1.2653(s+0.072)(s-1.72)(s+42.5)(s^2+0.0253s+0.0007568)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} & \frac{59.(s+0.5)(s+0.2552)(s^2+0.02599s+0.0007621)(s^2+0.502s+0.788)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} \\ \frac{-0.81535(s+0.031)(s+0.0664)(s^2+0.72s+0.36)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)} & \frac{-0.39665(s+0.1)(s+0.04407)(s+0.3043)(s-0.4803)(s+98)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} & \frac{16.(s+0.5)(s+0.2441)(s^2+0.01246s+0.01622)(s^2+0.502s+0.788)}{(s-12.5)(s^2-0.04437s+0.003289)(s^2+1.763s+59.4)} \end{bmatrix} \quad (29)$$

Точність стабілізації положення БПО, оснащеного оптимальним багатовимірним регулятором  $W$ , оцінена в результаті розрахунку дисперсії кожної з вихідних координат на основі алгоритму (17), (18). Нормовані дисперсії вихідних координат БПО при

Таблиця 1

$\gamma^2$	$\frac{d_{x1}}{\sigma_{\gamma 1}^2}$	$\frac{d_{x3}}{\sigma_{\epsilon}^2}$	$\frac{d_{x3}}{\sigma_{\vartheta}^2}$	$\frac{d_{x4}}{\sigma_V^2}$
0.1	1.1445e-001	6.0954e-002	2.6399e-001	2.9860e-002
1	1.1447e-001	6.1235e-002	2.7387e-001	3.1461e-002
10	1.1633e-001	6.1998e-002	2.9204e-001	3.1928e-002
100	1.1788e-001	1.0605e-001	1.1441e+000	6.2741e-002

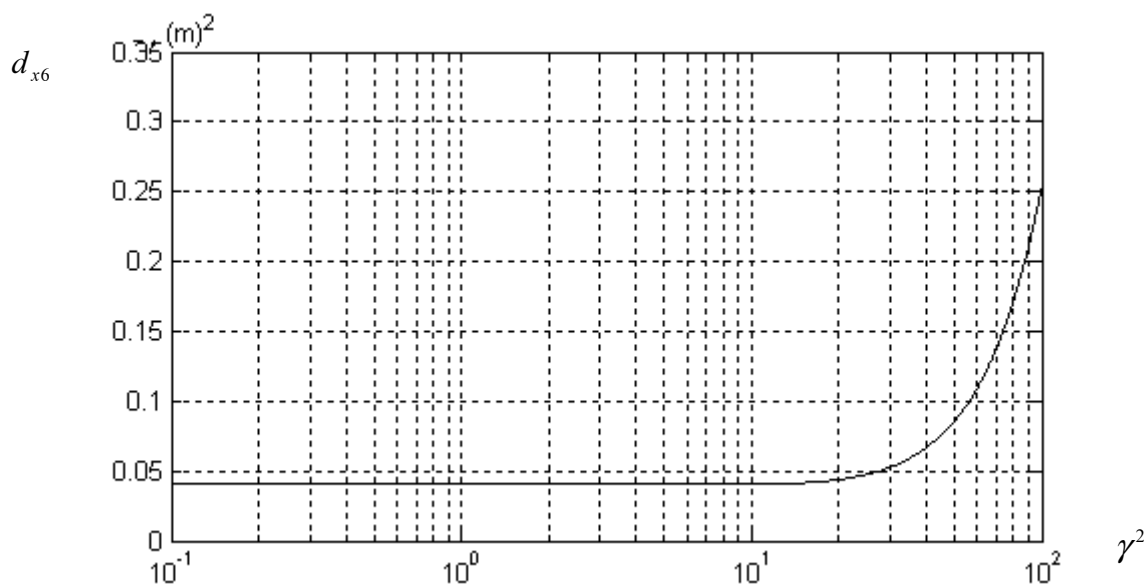


Рисунок 2 – Дисперсія коливань бокового відхилення

фіксованій  $\lambda$  ( $\lambda=1$ ) та зміні  $\gamma$  в діапазоні від 0,01 до 100 представлені у вигляді табл.1, в якій  $\sigma_{\gamma 1}$ ,  $\sigma_{\vartheta}$  і т.д. – середньоквадратичні відхилення випадкової складової коливань відповідної вихідної координати, знайдені в результаті обробки даних натурних випробувань. Аналіз графіків зміни нормованих дисперсій показав, що усі вони мають однаковий вигляд (рис.2), а синтезована система майже не змінює якості стабілізації при варіації співвідношення між кутовими та лінійними збуреннями в діапазоні від 0.1 до  $\sqrt{10}$ .

Результати отримані вище показують, що для гарантії відсутності сходів с траекторії нестійкого БПО у крейсерському режимі необхідно застосовувати оптимальний багатовимірний регулятор, структура та параметри якого повинні визначатися в результаті синтезу оптимальної стохастичної системи стабілізації з використанням квадратичного критерію якості без розділення об'єкта на канали.

Застосування такого підходу дозволило знайти структуру та параметри оптимального багатовимірного регулятора, який гарантує відсутність сходів БПО з траекторії та зменшує у тричі середньоквадратичні похибки стабілізації. Встановлено також, що оптимальна система зберігає вказану якість за умови, що інтенсивність збурень лінійних координат перевищує інтенсивність кутових збурень не більше ніж у 10 разів.

## Список літератури

1. Блохін Л.М., Буриченко М.Ю. Статистична динаміка систем управління: Підручник. – К.: НАУ, 2003. – 208с.
2. Азарсков В.Н., Блохин Л.Н., Житецкий Л.С. Методология конструирования оптимальных систем стохастической стабилизации. – К.: НАУ, 2006. – 437с.
3. Блохин Л.Н., Осадчий С.И., Бескоровайный Ю.Н. Технология структурной идентификации и последующего синтеза оптимальных систем стабилизации неустойчивых динамических объектов// Проблемы управления и информатики.-2007.-№6.-С.57-65
4. Ривкин С.С. Стабилизация измерительных устройств на качающемся основании. – М.: Наука, 1978. – 320с.
5. Вовк В.Г., Страшко В.А., Тимошенко Н.А. Трехмерная модель динамики стохастических угловых движений корабля в крейсерском движении// VI міжнародна науково-технічна конференція „Гіротехнології, навігація, керування рухом та конструювання авіаційно-космічної техніки”: Збірка доповідей. Ч.ІІ – К.: НТУУ „КПІ”, 2007.–С.14-20.
6. Осадчий С.І., Прокоф'єва І.Ю. Структурна ідентифікація багатовимірного автономного об'єкта за даними реєстрації параметрів його руху у збуреному середовищі // VI міжнародна науково-технічна конференція „Гіротехнології, навігація, керування рухом та конструювання авіаційно-космічної техніки”: Збірка доповідей. Ч.ІІ – К.: НТУУ „КПІ”, 2007.– Сс.84-91.
7. Алиев Ф.А., Ларин В.Б., Науменко К.И., Сунцев В.Н. Оптимизация линейных инвариантных во времени систем управления.- К.: Наук.думка, 1978.-327с.
8. Davis M.C. Factoring the Spectral Matrix. – IEEE Trans. Auto. Cont., 1963,AG-8, N4. – p. 296-305.
9. Гантмахер Ф.Р. Теория матриц. – М.: Наука, 1988. – 552с.

Синтезирована оптимальная многомерная система стохастической стабилизации крейсерского движения неустойчивого беспилотного объекта, движущегося в возмущенной среде. Определены граничные значения ошибок стабилизации его угловых и линейных координат. Проиллюстрирована необходимость рассматривать объекты данного класса без разделения их на каналы.

The optimum multidimensional system of the stochastic stabilizing of cruiser motion of unsteady pilot loose object is synthesized. The scopes values of its angular and linear co-ordinates errors of stabilizing are certain. A necessity to examine the objects of this class without the division them on ducting is illustrated.

## Теоретичне дослідження відкритого гідростатичного перетворювача параметрів рідких середовищ

У статті приведені результати теоретичних досліджень відкритого гідростатичного перетворювача параметрів рідких середовищ. Показано, що вихідний сигнал перетворювача залежить як від рівня рідкого середовища, так і від його повного тиску. На перетворювач здійснює вплив густина рідкого середовища при визначенні і рівня, і тиску. Висота перетворювача для умов приймального пристрою завиткового живильника може складати 0,6 м.

**відкритий гідростатичний перетворювач, рівень, тиск, математична модель, завитковий живильник**

Україна виробляє значну кількість чавуну і сталі з залізних руд, які в основному необхідно збагачувати. Подрібнення руд перед збагаченням переважно здійснюють в кульових млинах. У сучасних умовах виробництва на подрібнення витрачають до 50% енергії та матеріалів, які необхідні для здійснення технологічних процесів. Тому велику увагу приділяють автоматичному керуванню процесами подрібнення. Порівняно широке розповсюдження отримав цикл подрібнення, що включає стрижневий млин у розімкнутому циклі та кульовий млин, який працює у замкнутому циклі з спіральним механічним класифікатором. У даному циклі кульовий млин виконує основне навантаження по подрібненню руди, однак в наслідок відсутності належного керування допускає значні енергетичні та матеріальні перевитрати. Тому розв'язання проблеми автоматизації управління таким кульовим млином спрямовано на реалізацію напрямку “Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та аграрному комплексі”, передбаченого законом України від 11 липня 2001 року №2623-III “Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки”. Матеріали даної статті також стосуються виконання науково-дослідної роботи “Система комп'ютерної ідентифікації співвідношення тверде/рідке при подрібненні пісків класифікатора” (державний реєстраційний номер 0107U005470), спрямованої на розв'язання даної проблеми.

Автоматична стабілізація розрідження пульпи в кульових млинах, які подрібнюють піски двоспіральних класифікаторів, є складовою цієї проблеми в наслідок того, що кількість води в твердому визначає умови роботи куль і транспортування готового продукту в технологічному агрегаті. Це підтверджують А.М. Бонч-Бруєвич, В.Л. Биков, П.І. Чинаєв, вказуючи, що оптимальну продуктивність кульового млина, при якій забезпечується максимальний вихід готового продукту, можливо отримати лише при певному навантаженні технологічного агрегату та певному співвідношенні руда/вода [1].

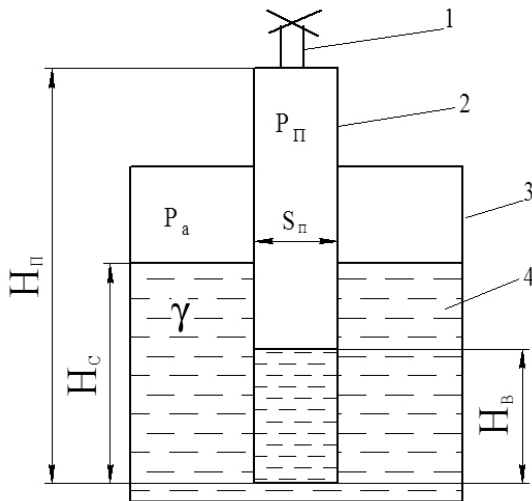
Розв'язанням задачі автоматичного підтримання заданого співвідношення руда/вода в млинах з циркулюючим навантаженням в різні роки займалися В.І. Дмитрієв, Д.А. Клименко, А.П. Савілов, А.А. Сатаненко, А.Л. Яровіцин та інші [2, 3, 4, 5]. Однак запропоновані засоби не підходять для автоматизації циклів подрібнення, що розглядаються. Для млинів, що подрібнюють піски класифікатора, Ф.М. Дегтярьов, О.О. Мерзляков, В.О. Кондратець, В.І. Новохатько, М.І. Кучма, Т.І. Гуленко розробили пристрій, який дозволяє ефективно стабілізувати співвідношення тверде/рідке [6], однак існує небезпека забивання його скрапом і

сторонніми предметами. Інших засобів не розроблялося. Тому тема статті, спрямованої на розв'язання частини цієї проблеми, є актуальною.

Метою даної роботи є розробка математичної моделі відкритого гідростатичного перетворювача параметрів рідких середовищ і виявлення його можливостей у розв'язанні задачі стабілізації співвідношення твердого і рідкого.

Відкритий гідростатичний перетворювач можливо виконати у вигляді відрізка циліндричної труби достатньо великого діаметра, який вертикально встановлено у приймальному пристрої завиткового живильника на відстані від днища, що відповідає початковому рівню захоплення матеріалу. Вихідною величиною перетворювача є тиск повітря в його порожнині, а вхідною – тиск рідкого середовища, що його оточує. Знизу перетворювач повністю відкритий. У верхній частині він закритий і через штуцер імпульсною трубкою з'єднаний з вторинним перетворювачем тиску в електричний сигнал.

При заповненні приймального пристрою завиткового живильника пульпою вона заходить у внутрішню порожнину перетворювача і стискає в ньому повітря під дією вимірюваного середовища, що знаходиться вище його нижньої кромки. Схематичне зображення перетворювача подано на рис.1. Знайдемо зв'язок тиску в перетворювачі  $P_{II}$  з рівнем пульпи  $H_C$ .



1 – штуцер; 2 – відрізок труби; 3 – приймальний пристрій завиткового живильника; 4 – пульпа

Рисунок 1 - Схематичне зображення відкритого гідростатичного перетворювача

Первинний перетворювач працює при незмінній масі газу і змінних об'ємах, тому для нього справедлива залежність  $P_1V_1 = P_2V_2$  або

$$P_{a1}V_1 = P_{II}V_2, \quad (1)$$

де  $P_{II}, P_{a1}$  - відповідно тиск повітря в перетворювачі і атмосферний тиск при його заповненні повітрям;

$V_1, V_2$  - відповідно об'єм газу у відкритому знизу перетворювачі при атмосферному тиску і зменшений об'єм газу в перетворювачі під дією вимірюваного середовища.

З рівняння (1) можна визначити тиск у перетворювачі

$$P_{II} = \frac{P_{a1}V_1}{V_2}. \quad (2)$$

Об'єм повітря у вихідному стані

$$V_1 = S_{II}H_{II}, \quad (3)$$

де  $S_{II}$  - площа поперечного перерізу перетворювача;

$H_{II}$  - висота перетворювача.

Змінений об'єм повітря в перетворювачі дорівнює

$$V_2 = S_{II}(H_{II} - H_B), \quad (4)$$

де  $H_B$  - висота стовпа пульпи у внутрішній порожнині перетворювача.

Умова рівноваги у первинному перетворювачі полягає у рівності сил, що діють з боку внутрішньої порожнини і зовнішнього середовища – стовпа рідини в приймальному пристрої завиткового живильника і атмосферного тиску.

Сила з боку пульпи і атмосфери характеризується тиском, що створюється в цій системі. Тиск рідини на вході в перетворювач можна визначити залежністю

$$P_p = P_{a2} + \gamma g H_c, \quad (5)$$

де  $P_{a2}$  - атмосферний тиск в момент вимірювання;

$\gamma$  - густина пульпи;

$g$  - прискорення земного тяжіння.

Тиск рідини, що розвиває перетворювач, приведений до його входу, дорівнює

$$P_{p\Pi} = P_{\Pi} + \gamma g H_B. \quad (6)$$

На підставі рівності тисків  $P_p$  і  $P_{p\Pi}$  можна записати

$$H_B = \frac{P_{a2} - P_{\Pi} + \gamma g H_C}{\gamma}. \quad (7)$$

Підставивши (7) в (4) і перетворивши вираз, отримаємо

$$V_2 = \frac{S_{\Pi}}{\gamma} [\gamma g (H_{\Pi} - H_C) - P_{a2} + P_{\Pi}]. \quad (8)$$

Підставимо значення об'ємів повітря (3) і (8) у вираз (2). При цьому після перетворення отримаємо рівняння

$$P_{\Pi}^2 + [\gamma g (H_{\Pi} - H_C) - P_{a2}] P_{\Pi} - P_{a1} H_{\Pi} \gamma g = 0. \quad (9)$$

Значення тиску у відкритому гідростатичному перетворювачі, визначене з (9), буде дорівнювати

$$P_{\Pi,2} = \frac{-[\gamma g (H_{\Pi} - H_C) - P_{a2}] \pm \sqrt{[\gamma g (H_{\Pi} - H_C) - P_{a2}]^2 + 4 P_{a1} H_{\Pi} \gamma g}}{2}. \quad (10)$$

Рівняння (10) дає два значення тиску у перетворювачі, одне з яких не буде мати сенсу. Розглянемо залежність (10) у вихідному положенні, коли  $H_C=0$ . Для цього у рівняння (10) підставимо  $H_C=0$  і  $P_{a1} = P_{a2} = P_a$ . Після перетворення воно прийме вигляд

$$P_{\Pi,2} = \frac{1}{2} [(P_a - \gamma g H_{\Pi}) \pm (P_a + \gamma g H_{\Pi})]. \quad (11)$$

З врахуванням знаку “плюс” у виразі (11) отримаємо

$$P_{\Pi1} = \frac{P_a - \gamma g H_{\Pi} + P_a + \gamma g H_{\Pi}}{2} = P_a. \quad (12)$$

Тобто, при  $H_C=0$  тиск у перетворювачі дорівнює атмосферному, що відповідає фізичному змісту його роботи.

З врахуванням знаку “мінус” у виразі (11) отримуємо  $P_{\Pi2} = -\gamma g H_{\Pi}$ , що не відповідає фізичному змісту роботи перетворювача.

Отже, у виразі (10) повинен бути знак “плюс”. З врахуванням цього залежність для тиску у відкритому гідростатичному перетворювачі буде

$$P_{\Pi} = \frac{[P_{a2} - \gamma g (H_{\Pi} - H_C)] + \sqrt{[\gamma g (H_{\Pi} - H_C) - P_{a2}]^2 + 4 P_{a1} H_{\Pi} \gamma g}}{2}. \quad (13)$$

Вираз (13) є статичною математичною моделлю відкритого гідростатичного перетворювача. Тиск у перетворювачі  $P_{\Pi}$  є функцією рівня вимірюваного середовища  $H_C$ , однак залежність відрізняється складністю. Крім того, вихідна величина перетворювача визначається рядом фізичних параметрів – атмосферним тиском при його заповненні  $P_{a1}$ , атмосферним тиском в момент вимірювання  $P_{a2}$ , прискоренням земного тяжіння  $g$ , технологічним параметром – густиною пульпи  $\gamma$  та конструктивним параметром – висотою  $H_{\Pi}$ . Вихідний сигнал перетворювача не залежить від площі його поперечного перерізу.

Конструктивні параметри звичайно визначають характеристики перетворювачів. Для інформаційних засобів найбільш важливою характеристикою є чутливість. Якщо прийняти  $H_{\Pi}=0$ , то формулу (13) можна записати у вигляді

$$P_{II} = P_{a2} + \gamma H_C \quad (14)$$

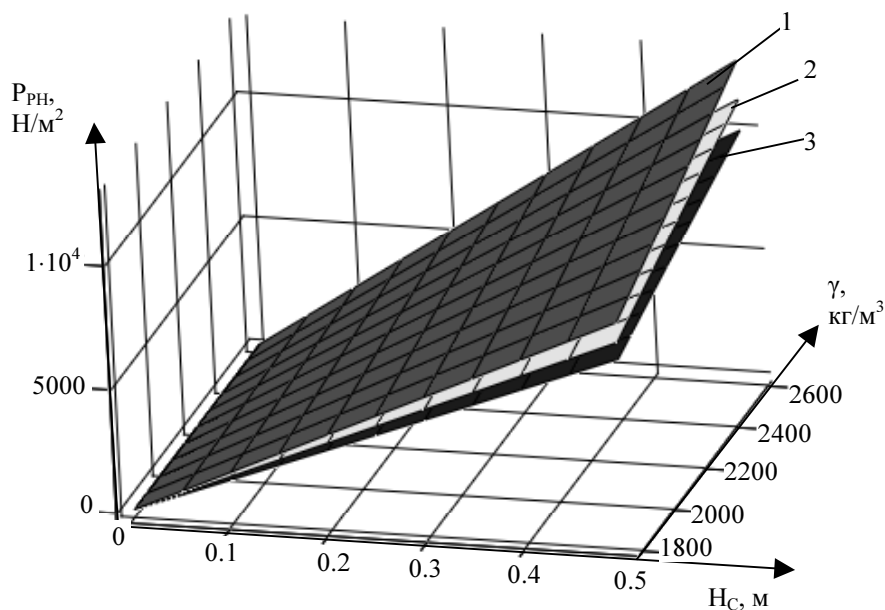
З залежності (14) витікає, що при  $H_{II}=0$  чутливість перетворювача буде найбільшою, оскільки отримуємо при певних  $\gamma$  і  $H_C$  саме велике значення тиску  $P_{II}$ . Тому, з міркувань забезпечення найвищої чутливості, слід було б прийняти висоту перетворювача  $H_{II}=0$ . Однак при  $H_{II}=0$  перетворювач реалізувати не можливо в наслідок забивання імпульсної трубки твердим пульпи. Це вимагає іншого підходу при конструюванні відкритого гідростатичного перетворювача, а саме – вибору найменшого можливого значення висоти  $H_{II}$ . При роботі завиткового живильника максимальне значення рівня вимірюваного середовища може скласти  $H_{Cmax}=0,5$ м. Тому для надійної роботи достатньо прийняти  $H_{II}=0,6$ м.

Як видно з математичної моделі відкритого гідростатичного перетворювача (13), його вихідна величина є функцією двох змінних – рівня і густини вимірюваного середовища, яке не може виходити за межі  $1800..2600$  кг/м<sup>3</sup>. Математична модель передбачає визначення повного тиску в перетворювачі  $P_{II} = P_a + \gamma H_C$ . Враховуючи, що при ідентифікації співвідношення руда/вода в приймальному пристрої завиткового живильника використовується наднормальний тиск, його можна знаходити по залежності

$$P_{III} = P_{II} - P_{a2} \quad (15)$$

де  $P_{III}$  - наднормальний тиск у перетворювачі.

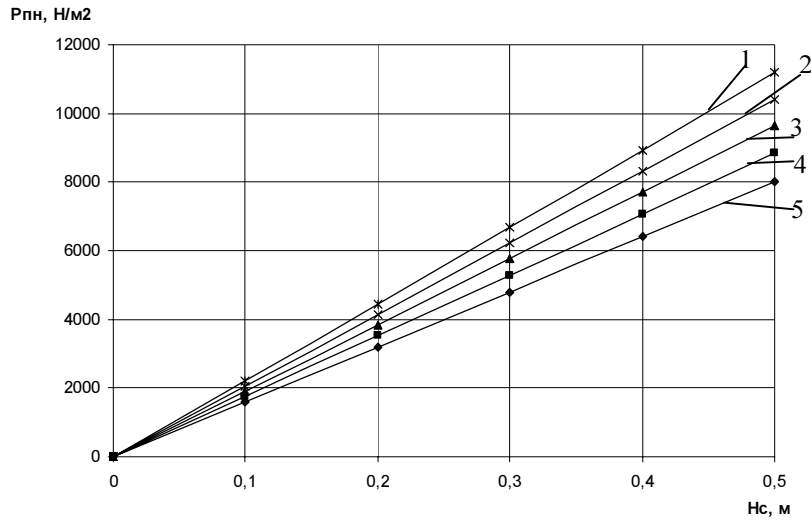
Області зміни значень наднормального тиску перетворювача в умовах завиткового живильника, побудовані за допомогою персонального комп'ютера і програмних засобів MathCad, при різних значеннях висоти патрубка  $H_{II}$  показані на рис.2. З рисунка видно, що при збільшенні висоти патрубка  $H_{II}$  чутливість перетворювача дещо зменшується, залишаючись достатньо високою в межах прийнятих змін  $H_{II}$ .



$$1 - \frac{H_{II}}{H_{Cmax}} = 0; 2 - \frac{H_{II}}{H_{Cmax}} = 0,6; 3 - \frac{H_{II}}{H_{Cmax}} = 1,2$$

Рисунок 2 – Області зміни значень наднормального тиску перетворювача в умовах роботи завиткового живильника

Оскільки вихідний сигнал відкритого гідростатичного перетворювача (13) залежить як від рівня, так і густини пульпи, безпосередньо вимірювати рівень можливо лише при незмінній густині середовища. Залежності наднормального тиску перетворювача від рівня пульпи при різних густинах і  $H_{II}=0,6$ м приведені на рис.3. З рис.3 видно, що наднормальний



1 – 2600; 2 – 2400; 3 – 2200; 4 – 2000; 5 – 1800 кг/м<sup>3</sup>  
 Рисунок 3 – Залежність наднормального тиску перетворювача від рівня вимірюваного середовища при різних густинах

тиск перетворювача лінійно змінюється з ростом рівня пульпи при різних її густинах. Чутливість перетворювача збільшується при зростанні густини пульпи.

Розкривши круглі дужки і перегрупувавши члени, залежність (13) можна подати у вигляді

$$P_{\Pi} = \frac{(P_{a2} + \gamma g H_C) - \gamma g H_{\Pi} + \sqrt{[(P_{a2} + \gamma g H_C) - \gamma g H_{\Pi}]^2 + 4P_{a1}H_{\Pi}\gamma g}}{2} \quad (16)$$

Зважаючи, що тиск на вході перетворювача

$$P_{ex} = P_{a2} + \gamma g H_C, \quad (17)$$

вираз (16) можливо подати у вигляді

$$P_{\Pi} = \frac{1}{2} \left[ P_{ex} - \gamma g H_{\Pi} + \sqrt{(P_{ex} - \gamma g H_{\Pi})^2 + 4P_{a1}H_{\Pi}\gamma g} \right], \quad (18)$$

де  $P_{ex}$  - тиск вимірюваного середовища на вході перетворювача.

Статична математична модель відкритого гідростатичного перетворювача, подана у вигляді (18), показує, що в ньому повний тиск на вході  $P_{ex}$  також може розглядатися як вхідна величина. При цьому вихідна величина  $P_{\Pi}$  є функцією двох параметрів – повного вхідного тиску  $P_{ex}$  і густини пульпи  $\gamma$ .

Залежність наднормального тиску перетворювача від повного тиску середовища при різних густинах у приймальному пристрої завиткового живильника подано на рис.4. З нього видно, що при певній густині пульпи наднормальний тиск перетворювача  $P_{пн}$  лінійно залежить від повного тиску на його вході  $P_{ex}$ . При зростанні густини середовища чутливість дещо зменшується. Вплив зміни густини пульпи тут менший, ніж при вимірюванні її рівня.

Таким чином, статична математична модель відкритого гідравлічного перетворювача зв'язує його повний тиск з рівнем або тиском пульпи в приймальному пристрої завиткового живильника. Однак цей зв'язок супроводжується впливом густини пульпи на отриманий результат. При збільшенні густини пульпи чутливість перетворювача в процесі визначення рівня зростає, а - повного тиску середовища зменшується. Вплив зміни густини пульпи на рівень більший, ніж на повний тиск середовища.

Величина незмінного поперечного перерізу перетворювача на результат визначення технологічного параметра не впливає, а його висота для умов приймального пристрою завиткового живильника може дорівнювати  $H_{\Pi}=0,6$ м.

1 – 1800; 2 – 2200; 3 – 2600 кг/м<sup>3</sup>

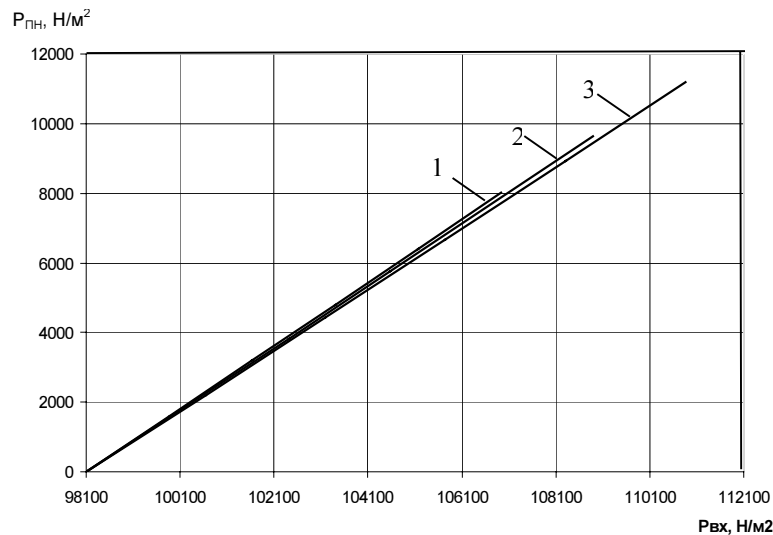


Рисунок 4 – Залежність наднормального тиску перетворювача від повного тиску середовища при різних густинах пульпи

На підставі проведених досліджень створюється можливість розробки рівнеміра пульпи та засобу вимірювання повного тиску у донній частині приймального пристрою завиткового живильника, які необхідні для ідентифікації співвідношення руда/вода у млинах, що подрібнюють піски класифікатора.

## Список літератури

1. Бонч-Бруевич А.М., Быков В.Л., Чинаев П.И. Бесконтактные элементы самонастраивающихся систем.- М.: Машиностроение, 1967.- 292с.
2. А.с. 1688920 СССР, МКИ В 02 С 25/00. Способ управления плотностью пульпы в потоках на сливе барабана мельницы /В.И. Дмитриев, Д.А. Клименко, А.Л. Яровицын (СССР); Днепропетровский горный институт им. Артема и Лебединский горно-обогатительный комбинат.- №4728489 /33; Заявлено 14.08.89; Оpubл. 07.11.91, Бюл. №41.
3. Автоматизация технологических процессов на горнорудных предприятиях: Справочное пособие /Под ред. В.С. Виноградова.- М.: Недра, 1984.- 167с.
4. А. с. 1326335 СССР, МКИ В 02 С 25/00. Система автоматического регулирования соотношения расходов твердой и жидкой фаз потоков в загрузке мельницы /В.И. Дмитриев, А.П. Савилов, А.А. Саганенко (СССР). – № 3927605/29-33; Заявлено 27.05.85; Оpubл. 30.07.87, Бюл. № 28.
5. А. с. 1416179 СССР, МКИ В 02 С 25/00. Способ автоматического регулирования соотношения расходов входных потоков в мельницу /В.И. Дмитриев, А.А. Саганенко, А.П. Савилов (СССР). – № 4139761/31-33; Заявлено 29.10.86; Оpubл. 15.08.88, Бюл. № 30.
6. А. с. 388790 СССР, МКИ В 03 б 11/00. Устройство для автоматического контроля загрузки и стабилизации разжижения пульпы в мельнице /Ф.Н. Дегтярев, А.А. Мерзляков, В.А. Кондратец, В.И. Новохатько, Н.И. Кучма и Т.И. Гуленко (СССР); Научно-исследовательский и опытно-конструкторский институт автоматизации черной металлургии. – № 1420849/29-33; Заявлено 30.03.70; Оpubл. 05.07.73, Бюл. № 29.

В статье приведены результаты теоретических исследований открытого гидростатического преобразователя параметров жидких сред. Показано, что выходной сигнал преобразователя зависит как от уровня жидкой среды, так и от её полного давления. На него оказывает влияние плотность жидкости среды при определении и уровня, и давления. Высота преобразователя для условий приёмного устройства улиткового питателя может составлять 0,6 м.

The results of theoretical researches of the opened hydrostatic transformer of parameters of liquid environments are resulted in the article. It is rotined that the output signal of transformer depends both on the level of liquid of environment and from its complete pressure. On him the closeness of liquid of environment has influence at determination of both level and pressure. The height of transformer for the terms of takers-off of snail feeder can make 0,6 m.

## Нормування електроспоживання в системі електропостачання Олександрійської фабрики діаграмних паперів

В статті наведені результати дослідження електроспоживання в системі електропостачання Олександрійської фабрики діаграмних паперів та виведені енергетичні характеристики, які можуть служити основою нормування електроспоживання.  
**електроспоживання, енергетичні характеристики, кореляційний аналіз, питомі витрати електроенергії, нормування електроспоживання**

Розвиток енергетики, зростання енергоспоживання в промисловості виставляють нові вимоги до точності і обґрунтованості рішення різноманітних техніко-економічних і оптимізаційних задач, пов'язаних з раціональним використанням електричної енергії.

Як показує досвід, накопичений в нашій країні і за кордоном для ефективного рішення вказаних задач необхідні науково і технічно обґрунтовані норми загальних і питомих витрат електричної енергії та урахування властивостей і характеристик споживачів електроенергії.

Основи теорії і розрахунку по нормуванню електроспоживання в промисловості і його раціонального використання на основі енергетичних балансів і енергетичних характеристик закладені в працях Гофмана І.В., Авілова-Карнаухова Б.Н., Ястребова П.П., Волобринського С.Д., Тайца А.А., Константинова Б.Н., і інших.

У відповідності до цілей и задач дослідження електроспоживання на Олександрійській фабриці діаграмних паперів (ОФДБ) розглядалися наступні питання:

- ознайомлення зі станом нормування електроспоживання підприємств поліграфічної промисловості;
- ознайомлення зі структурою електроспоживання, технологічним процесом і існуючими методами нормування електроспоживання на досліджуваному підприємстві;
- розробка методики і математичної моделі дослідження електроспоживання по цехам і фабриці в цілому;
- вибір показників нормування і виведення енергетичних характеристик, що є основою дослідження електроспоживання і розрахунку загальних і питомих витрат електричної енергії в залежності від продуктивності (випуску продукції).

Практика і статистичні дослідження показують, що зростання праці, впровадження нових підприємств і технологічних установок приводить до зростання електроспоживання в промисловості. Ця тенденція буде, напевне, зберігатися і в майбутньому до тих пір поки не буде обґрунтований і встановлений критерій оптимального рівня електрифікації промислового виробництва.

Зростання електроспоживання пред'являє, в свою чергу, все більш жорсткі вимоги до обґрунтування необхідних витрат енергії на випуск продукції.

Таким чином, визначення науково обґрунтованих загальних і питомих витрат електроенергії на одиницю продукції є важливою задачею.

Визначаючи на наукових засадах значення загальних і питомих витрат електроенергії на одиницю продукції чи роботи, ми створюємо базу для розрахунку потреби в енергетичних ресурсах ділянок виробництва, цехів, підприємств, територіальних комплексів і країни в цілому.

У широкому сенсі роботи по нормуванню електроспоживання на підприємствах повинні включати в себе:

- дослідження технології і енергетики процесів, аналіз факторів, що впливають на продуктивність і витрати електроенергії, встановлення зв'язку між витратами енергії і продуктивністю;
- аналіз технологічних операцій і процесів, нормалізацію енергетичних і технологічних параметрів і встановлення раціональних режимів роботи устаткування;
- аналіз фактичних питомих витрат енергії, оцінку можливості зниження витрат і планування конкретних заходів по економії енергії;
- складання нормалізованих енергобалансів, а де це можливо, енергетичних характеристик і розрахунок на цій основі обґрунтованих норм загальних і питомих витрат енергії;
- впровадження встановлених норм, контроль за їх виконанням, складання і аналіз фактичних енергобалансів і енергетичних характеристик, виявлення нових резервів економії енергії;
- перегляд на вказаній основі діючих норм і встановлення нових, більш прогресивних.

Таким чином, технічне нормування пов'язане з технологією виробництва і раціоналізацією енергогосподарства, а також енергетичним обліком, контролем і аналізом електроспоживання, утворюють разом з ними комплексну систему робіт, що планомірно проводяться і періодично повторюються та забезпечують ефективне використання енергоресурсів.

В основі виходу розрахунково-дослідних зв'язків покладена енергетична характеристика вигляду:

$$W = f(A), \quad (1)$$

де  $W$  – загальна витрата електроенергії,  $кВт \cdot год$ ;

$A$  – випуск продукції,  $тис.м^2$ .

Для обліку впливу на електроспоживання випадкових і другорядних факторів використовується апарат теорії ймовірностей і математичної статистики, а саме кореляційний аналіз.

Інформація по випуску продукції і втратам електроенергії за 40-60 діб отримана на основі даних планово-виробничого відділу підприємства і відділу головного енергетика.

Вхідні дослідні дані групуються у формі подвійної кореляційної таблиці, яка являє собою основу для вивода зв'язку (1) методом математичної статистики.

Для того, щоб знайти зв'язок (1) потрібно вирішити дві задачі: визначити форму зв'язку і встановити її силу (тісноту).

Аналіз дослідних даних дозволяє стверджувати, що кореляційні зв'язки (1) можуть бути приблизно представлені прямою лінією вигляду:

$$W = b \cdot A + W_{ном}, \frac{тис.кВт \cdot год}{доба}. \quad (2)$$

Дані по електроспоживанню і випуску продукції за 47 діб цеха стрічкових діаграм ОФДБ приведені в таблиці 1, яка являє собою основу для подальших досліджень.

На основі таблиці 1 знаходимо показники статистичного зв'язку:

- повні середні

$$A = \frac{\sum n_A \cdot A_h}{n} = 671.27 \text{ тис.м}^2; \quad (3)$$

$$W = \frac{\sum n_m \cdot W_i}{n} = 2.31 \frac{\text{тис.кВт} \cdot \text{год}}{\text{доба}}; \quad (4)$$

- стандарти

$$\sigma_A = \sqrt{\frac{1}{n} \sum n_A \cdot A_h^2 - A^2} = 87.97 \text{ тис.м}^2; \quad (5)$$

$$\sigma_W = \sqrt{\frac{1}{n} \sum n_w \cdot W_i^2 - W^2} = 0.164 \frac{\text{тис.кВт} \cdot \text{год}}{\text{доба}}; \quad (6)$$

- коваріація (cov)

$$\mu_{11} = \frac{1}{n} \cdot \sum n_{h,i} \cdot A_h \cdot W_h - \bar{A} \cdot \bar{W} = 7.008; \quad (7)$$

- коефіцієнт кореляції

$$r = \frac{\mu_{11}}{\sigma_A \cdot \sigma_W} = 0.4856. \quad (8)$$

Таблиця 1 - Подвійна кореляційна таблиця до виводу зв'язку  $W = f(A)$  цеха стрічкових діаграм

$A_h, \text{ тис.м}^2$	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	$n_w$
$W_i$											
$\text{тис.кВт} \cdot \text{год}$											
доба											
2.0	1	1									2
2.2	2	1	5	5	5	5	1				24
2.4		2		5	5	3					15
2.6			1		1	2	1				5
2.8										1	1
$n_A$	3	4	6	10	11	10	2	0	0	1	47
$\bar{W}_h$	2.133	2.25	2.26	2.3	2.32	2.34	2.4	-	-	2.8	

Коефіцієнт кореляції оцінюється за співвідношенням:

$$|r| \cdot \sqrt{n-1} = 0.485 \cdot \sqrt{47-1} = 3.29 > 3, \quad (9)$$

яким визначається його значущість і реальність існування встановленого зв'язку;

- кореляційне відношення:

$$\eta = \frac{\sigma_{\bar{W}}}{\sigma_W} = 0.554, \quad (10)$$

де

$$\sigma_W = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum n_A \cdot \bar{W}_h^2 - \bar{W}^2} = 0.0908 \quad (11)$$

знаходимо допоміжний критерій:

$$T_{\eta} = \frac{(S-2) \cdot (1-n^2)}{(n-S) \cdot (\eta^2 - r^2)} = 1.48, \quad (12)$$

де S – число строк кореляційної таблиці 1.

Крім цього, ступені свободи K<sub>1</sub> і K<sub>2</sub> рівні:

$$K_1 = n - S = 47 - 8 = 39; \quad (13)$$

$$K_2 = S - 2 = 8 - 2 = 6. \quad (14)$$

За таблицею F-розподілення з надійністю висновку 0,95 (при рівні значущості  $\alpha=0,05$ ) знаходимо  $T_{\text{табл.}} = 3,77$ . Так як  $T_{\eta} < T_{\text{табл.}}$ , то це вказує на те, що розходження між кореляційним відношенням і коефіцієнтом кореляції можна вважати випадковим, а регресію – прямолінійною.

Коефіцієнт регресії

$$\rho = r \cdot \frac{\sigma_W}{\sigma_A} = 0.485 \cdot \frac{0.164}{87.97} = 0.0009. \quad (15)$$

Використовуючи отримані величини складаємо рівняння регресії:

$$W - \bar{W} = \rho \cdot (A - \bar{A}) \text{ чи} \\ W - 2.31 = 0.0009 \cdot (A - 671.27),$$

звідки

$$W = 1.704 + 0.0009A \frac{\text{тис.кВт} \cdot \text{год}}{\text{доба}}. \quad (16)$$

Розділив обидві частини рівняння 16 на продукцію, що випускають A отримаємо значення питомих втрат електроенергії W

$$W = \frac{1.704}{A} + 0.0009 \frac{\text{тис.кВт} \cdot \text{год}}{\text{тис.м}^2}. \quad (17)$$

Оцінку похибки між розрахунковими значеннями електроспоживання, розрахованими за рівнянням (2) енергетичної характеристики і дослідними даними  $W_h$ , вказаними в подвійній кореляційній таблиці 1 зручно виконати за середньоквадратичним відхиленням на одиницю ваги шуканого зв'язку за формулою:

$$\sigma_{\%} = \sqrt{\frac{1}{n-c} \cdot \sum \left( \frac{W - \bar{W}_h}{W} \cdot 100 \right)^2 \cdot n_A} = \sqrt{\frac{1}{47-2} \cdot 142.27} = 1.77, \quad (18)$$

де W – розрахункові значення енергоспоживання;

$\bar{W}_h$  – дослідні значення енергоспоживання;

C – число невідомих параметрів, визначаємих для даного виду зв'язку.

Аналогічні розрахунки були проведені для решти цехів і в цілому по фабриці окремо для літнього і зимового періодів. Дані розрахунків приведені нижче.

Дослідження показали, що сезонні фактори суттєво впливають на електроспоживання в цілому по фабриці через сезонну роботу системи кондиціонування і не впливають на електроспоживання основних виробничих цехів, облік витрати електроенергії котрих не включає систему кондиціонування, що відноситься до загальновиробничих витрат.

Цех дискових діаграм:

$$W = 0.416A + 404.4 \frac{\text{тис.кВт} \cdot \text{год}}{\text{доба}};$$

$$w = 0.416 + \frac{404.4}{A} \frac{\text{тис.кВт} \cdot \text{год}}{\text{тис.м}^2};$$

$$\sigma_{\%} = 1.7.$$

Енергетичні характеристики фабрики:

- літній період:

$$W = 8.08 + 0.0058A \frac{\text{тис.кВт} \cdot \text{год}}{\text{доба}};$$
$$w = \frac{8.08}{A} + 0.0058 \frac{\text{тис.кВт} \cdot \text{год}}{\text{тис.м}^2};$$
$$\sigma_{\%} = 2.57;$$

- зимовий період:

$$W = 2.03A + 5458.61 \frac{\text{тис.кВт} \cdot \text{год}}{\text{доба}};$$
$$w = 2.03 + \frac{5458.61}{A} \frac{\text{тис.кВт} \cdot \text{год}}{\text{тис.м}^2};$$
$$\sigma_{\%} = 1.6.$$

## Висновки

1. Доведені значимість і реальність існування зв'язку між загальними і питомими втратами електроенергії і випуском продукції.

2. Отримані енергетичні характеристики з похибкою, не перевищуючою 2% можуть бути використані для практичних розрахунків по нормуванню електроспоживання і його раціональному використанню.

3. Об'єднуючи розрахунки по виводу показників статистичного зв'язку, рівнянь енергетичних характеристик і їх похибок на ПК, отримуємо повністю автоматизований метод дослідження і виводу енергетичних характеристик для даної галузі промисловості.

## Список літератури

1. Авилов-Карнаухов Б.Н, Казанцев Ю.И. Применение статистических методов и ЭЦВМ к расчету и нормированию электроэнергии в промышленности строительных материалов. /Сб. Нормирование расходов электроэнергии. М.: МДНТП им. Ф.Э. Дзержинского, 1970.
2. Ястребов П.П. Исследование и нормирование электроэнергии в процессах переработки хлебных культур. М.: «Колос». - 1973.
3. Казанцев Ю.И. Основная энергетическая характеристика промышленных предприятий с массовым выпуском однородной продукции. Известия СО АН СССР, 1970, №3.
4. Казанцев Ю.И. Энергетические характеристики предприятий промышленности строительных материалов при многономенклатурном производстве. / Сб. Электрические сети и системы. Львов, вып. 17, 1981.
5. Романовский В.И. Математическая статистика, кн. 2, Изд. АН СССР, 1971.
6. Харман Г. Современный факторный анализ. М.: «Статистика», 1972.

В статье приведены результаты исследования электропотребления в системе электроснабжения Александрийской фабрики диаграммных бумаг и выведены энергетические характеристики, которые могут служить основой нормирования электропотребления.

In the article are organized the results of the research of the consumption of electric energy in the system of the electric supply of the chart paper factory of Alexandria, and developed energy characteristics that can serve as a background for normalization of the energy consumption.

## Використання мультимедійних технологій при викладанні спеціальних дисциплін

В даній роботі представлені можливі варіанти створення інтегрованих додатків активного викладання студентам спеціальних дисциплін. Матеріал являє собою концептуальний путівник до створення електронних додатків навчання на базі сучасних психолого-педагогічних механізмів.

**когнітивне сприйняття, параметри аудиторії, когнітивні потреби, самовдосконалення, мультимедіа**

Застосування масової комунікації в навчанні, як психологічна методика впливу на розподілені соціальні маси, вимагає знань за правилами, нормами, зразками та принципами тлумачення знань з адекватними вимогами цільової аудиторії. Параметри аудиторії слухачів визначаються ступінню їх потреб до спілкування (статусом спеціаліста), когнітивних потреб та діапазону когнітивного сприйняття, що сформований на підставі попередньо засвоєного матеріалу. Основою ефективного засвоєння можна виділити: вміння обирати необхідні елементи з поданого матеріалу, з метою наступної їх асоціації та систематизації, здатність застосування необхідної інформації в конкретних практичних задачах [1]. Отже, розвиток кожного слухача передбачає самовдосконалення шляхом розширення його особистого когнітивного досвіду, що в першу чергу пов'язано із розвитком власних методик сприйняття та усвідомлення.

Ефективне масове висвітлення предметної інформації можливе лише при наявності відповідного змісту, який очікує отримати кожний слухач. Оскільки робота з масовою аудиторією, в силу викладених вище обставин, є складним і неоднорідним процесом, то контроль уваги аудиторії можливий лише при підтримці необхідного порядку звернення та висвітлення змістовної інформації. Специфіка такої роботи включає необхідність у періодичному оновленні контактів з аудиторією, наявності диференційованої аудиторії, що є непевною у власних ціннісних орієнтаціях та завжди шукає власні інтереси.

Методикою, яка дозволяє оновлювати контакти в комп'ютерно-інтегрованій системі навчання, є перемикання уваги користувача на суміжну тематику, зміна розміру деталізації тематики викладання. Важливо також приділяти увагу місцю і часу висвітлення та застосуванню ефекту співучасті аудиторії(користувача), контролювати ступінь завершеності та спроможність до зворотного зв'язку за викладеним матеріалом.

Слід зауважити також на поширену переорієнтацію технічних засобів в напрямку інтерактивних додатків, що орієнтовані на інтегративну дію, де поширення отримує впровадження телетексту, графічних примітивів із передбаченим логіко-функціональним змістом. Наповнення функцій технічних засобів навчання має передбачати визначення параметрів цільової аудиторії (попередній та очікуваний рівень підготовки), необхідний рівень інтерактивності (занадто великий - розсіює зміст навчання, малий – не забезпечить необхідну увагу користувача).

Дієвість засобу в аудиторії завжди залежить від необхідності у викладеній інформації та її доступності за запитом аудиторії. Таким чином, необхідним завданням є акцентування уваги лише на тій інформації в межах курсу, яка викликає найбільшу

зацікавленість у аудиторії. А оскільки передбачення інтересів диференційованої аудиторії є завданням складним, - слід динамічно перестроювати представлення курсу, змінюючи кількість додаткового матеріалу та пояснень (мігрування ілюстративного матеріалу, об'єм контексту за визначеним предметом). Іншими словами: на кожне запитання, що стосується матеріалу, має існувати відповідь-представлення та стратегія ув'язки з наступними темами курсу, що спонукає слухача до концентрації уваги та відтворення втраченого логічного ланцюжка.

Особливо дієвим для зацікавлення аудиторії є засіб, що дозволяє кожному слухачеві надавати ілюзію «конструювання курсу», коли він сам обирає початок теми опитування чи має швидкий шлях із стану опитування в стан навчання (Рис.1).

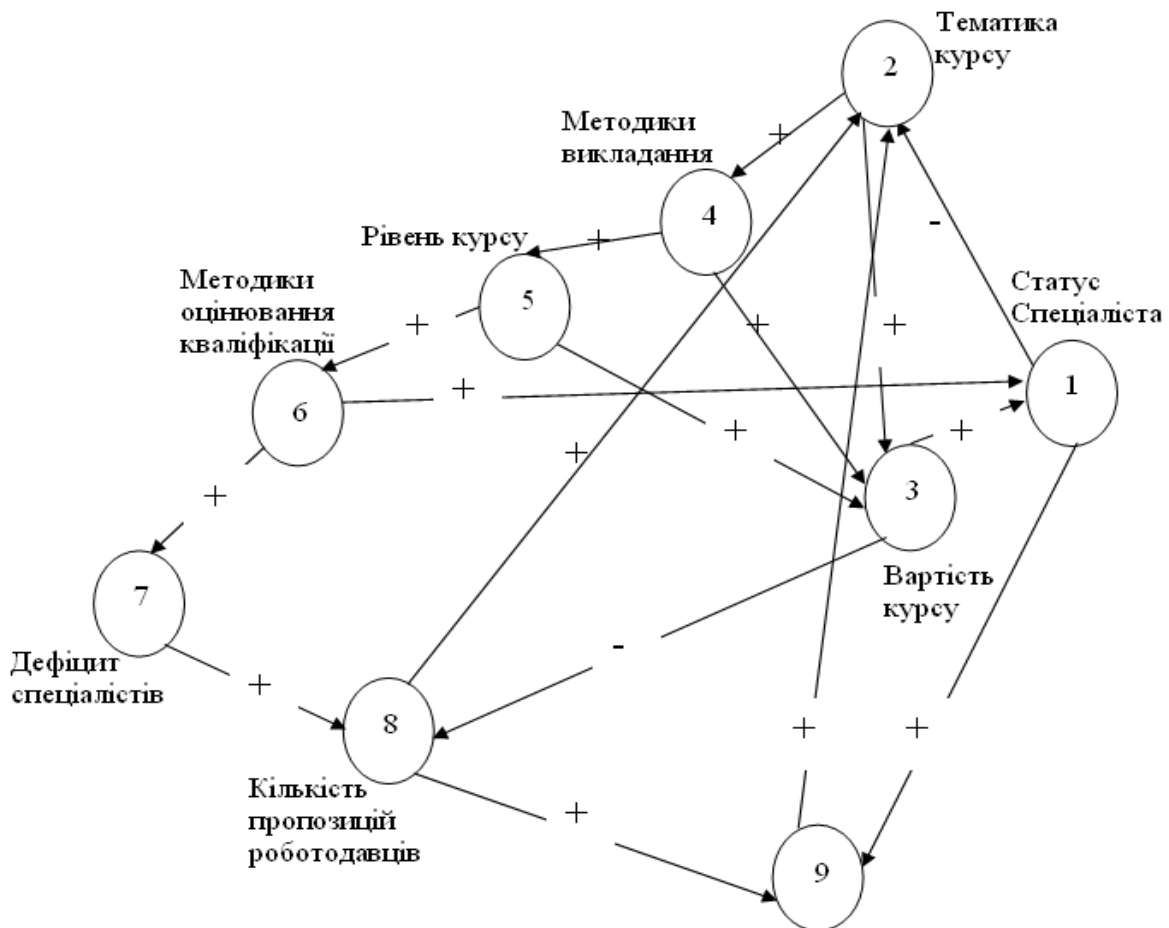


Рисунок 1 – Когнітивна карта конструювання учбового курсу

Дана методика дозволяє активно впливати на психіку слухачів, коригувати їх мотивацію та самооцінку рівня знань. Ефект «співучасті» дозволяє слухачеві обирати рівень деталізації курсу, де методами можуть виступати гіпертексти (термінології в текстах замінюються їх визначенням, формули приводяться без доведення, відображується потрібний об'єм ілюстративного матеріалу).

На даному етапі розвитку навчальних засобів перевагу мають гіпертекстові мультимедіа додатки. Основу професійних програмних пакетів становлять «мозаїчні» структури представлення, де у порівнянні із лінійним (книжним) поданням інформації, виконується інтервальне насичення потоку інформації, що дозволяє виділяти найбільш цікаві фрагменти – вичавлювати тимчасово непотрібні пояснення та аргументи до висновків.

Найбільш дієва схема захоплення уваги пропонує розчленування процесу представлення інформації шляхом ділення його на акти [2]. Отже подання мультимедіа інформації через представлення актів дозволяє організувати логіку активного навчання (Табл. 1).

Таблиця 1 – Представлення логіки подій використанням актів

Питання акту	Тлумачення логіки подій
хто сповіщає?	хто має захопити увагу (екран чи доповідач)?
що сповіщає?	що має захопити увагу (орієнтацію на елемент представлення)?
як сповіщає?	яким чином відбувається захоплення уваги та трансляція інформації (методи та засоби)?
кому сповіщає?	аналіз цільової аудиторії представлення
кінцева мета?	аналіз кінцевої мети та ефективності механізму представлення

Слід зауважити, що саме попереднє визначення мети представлення дозволяє більш об'єктивно визначити форми та методи подання інформації. В той час як порівняння параметрів шуканого поряд із реально отриманим результатом визначає коефіцієнт сприйняття інформації, допомагає корегувати засоби та методики подальшого навчання.

Чим більш масовим є продукт мультимедіа, тим складнішим для розуміння стає код сприйняття поданої інформації. Тут слід передбачити певну надмірність інформаційних повідомлень з метою тлумачення матеріалу широкому колу слухачів. Надлишковість такого повідомлення певною мірою буде залежати від місця розташування згаданої тематики, по відношенню до представленого матеріалу (звернення до інших курсів, до матеріалу минулих занять, матеріалу початку заняття) і є необхідною в тому обсязі, якого достатньо, щоб повернути представлення і термінологію слухачів до згаданої тематики.

Вибір засобів представлення матеріалу визначається специфікою матеріалу та компетентністю особи, що його представляє чи готує до представлення. Якщо є зацікавленість у більш масовому характері подання матеріалу, слід обмежувати інтерактивність матеріалу, що зумовлює зацікавленість слухача середнього рівня підготовки, із суттєвим терміном захоплення його уваги.

Конструювання навчальних засобів мультимедіа обов'язково передбачає наявність відповідних навичок [3]:

- вміння швидко застосовувати типові інтерпретатори інформації;
- вміння визначати тематику інформації за ключовими словами;
- вміння адекватно тлумачити запитання слухачів і прогнозувати розвиток їх мислення;
- вміння невілювати беззмістовну інформацію та вірно інтерпретувати зміст повідомлення.

Таким чином, параметри комунікативної особистості можна поділити на: мотиваційні, когнітивні та функціональні.

Когнітивна спроможність слухачів пов'язана із пізнавальним досвідом особистості, наявності в її досвіді тих чи інших ситуацій, за якими вона зможе адекватно відреагувати на сприйняття змістової інформації.

Конструктора мультимедіа додатків повинні вміти вірно оцінювати когнітивний діапазон аудиторії та відповідно вистроювати стратегії та методики представлення матеріалу. Когнітивні параметри не лише акумулюють пізнавальний

досвід слухача, але й надають можливість на підставі цього досвіду обирати найкращий варіант отримання необхідної інформації. Когнітивні параметри аудиторії визначають успішність актів комунікації в інтерактивному спілкуванні «посібник-студент».

Під час засвоєння великого об'єму інформації існує так званий «інформаційний метаболізм» [4], який працює за аналогією з енергетичним живленням людини. Тобто для сприймання будь-якої інформації необхідно її перетворити (приготувати) відповідно до термінів, що здатна засвоїти аудиторія. Отже основною задачею застосування технічних додатків в навчальному процесі є підвищення активності, регулювання їх психологічних функцій. Кожний слухач, починаючи з перших хвилин предметного захоплення уваги, сподівається формалізувати отримані знання з метою подальшого їх застосування. Основною метою кожного слухача лишається відокремлення множини інформації, необхідної для її подальшого застосування, пошук логічної правдоподібності та практичної доцільності. По-іншому, студент намагається отримати завершений логічний ланцюжок, що вирішує необхідні теоретико-практичні завдання, що поставлені метою курсу. Необхідною метою застосування методик активного навчання є розташування цільової інформації при дотриманні обмежень на густину її розповсюдження, орієнтуючись при цьому на психологічне навантаження слухача. Значна роль при цьому відводиться поданню практичного досвіду застосування досліджуваної тематики. З боку викладача задача зводиться до тезисного висвітлення типової процедури вирішення тематичного завдання, орієнтації напрямку подальших досліджень студентів, з метою активізації їх самостійної роботи.

Оптимізація процесів інформаційного забезпечення в процесі навчання вимагає вибіркової фільтрації, забезпечення варіантів інформаційних моделей навчання на вибір аудиторії чи безпосередньо користувача мультимедійного продукту. Вибір структури відбувається за характеристиками моделі: ступінь узагальнення (деталізації), швидкість викладення, методи представлення матеріалу.

Зробивши аналіз навчального процесу [5], можна дійти висновку, що ефективно засвоєння нового матеріалу можливе лише при наявності абсолютної зв'язки із засвоєним матеріалом, тобто при можливості створення логічного ланцюжка у когнітивній структурі слухачів.

Важливою умовою ефективного навчання є потреба до вивчення предмету у аудиторії.

Когнітивні моделі, що спираються на модель переробки інформації, використовуються для організації матеріалу, що представлений в усній, текстовій чи графічній формі, орієнтації в наступних дослідженнях.

Вельми цікавим інструментом для створення навчальних мультимедіа додатків є Adobe Flash, - пакет дуже гнучкий як стосовно об'єктів статичної графіки, так і динамічної 2-х вимірної графіки, яка підживлює інтерактивність створеного меню, вирішуючи проблеми ергономіки інтерфейсу та розподілу уваги користувача.

Таким чином, розробка мультимедіа додатків вимагає створення такої структурно-алгоритмічної стратегії представлення інформації яка б забезпечувалася відкритими інтерфейсами із стандартними форматами та протоколами обміну даними, з метою забезпечення гнучкості, щодо наповнення та використання при викладанні спеціальних дисциплін. Використання зазначених методів представлення матеріалу, дозволяє фахівцям прикладного напрямку надавати максимальну кількість матеріалу аудиторії із слухачами різного рівня підготовки. Динамічне наповнення додатків дає можливість змінювати програму курсу без залучення сторонніх спеціалістів з інформаційних технологій.

## Список літератури

1. Андреева Г.М. Социальная психология, - М.: Аспект-пресс, 1999. - 375с.
2. Социология. Основы общей теории: Учебное пособие/ под ред.. Г.В. Осипова, Л.Н. Москвичеві, - М.: Аспект-пресс, 1998. - 305с.
3. Бэндлер Р., Грюндер Дж. Из лягушек – в принцы. Вводный курс НЛП тренинга, - М.: Флинта, 2000. - 224с.
4. Кемпинский А. Психопатология неврозов, - Варшава: Польское медицинское издательство, 1975. - 400с.
5. J. F. Duchan, G. A. Bruder, L.E. Hewitt Deixis in Narrative: A Cognitive Science Perspective, Philadelphia: Lawrence Erlbaum, 1995. - 544p.

В данной работе представлены возможные варианты создания интегрированных приложений активного преподавания студентам специальных дисциплин. Материал представляет собой концептуальный к созданию электронных приложений учебы на базе современных психолого-педагогических механизмов.

In this work pay more attention to version making of integrated application in active teaching from special course for students. The source is conceptual guide for making computer-aided application for teaching on the base of modern psychology-pedagogical mechanisms.

## Обґрунтування структури нейронної мережі для визначення ймовірності захворювання тварин маститом

В статті обґрунтовано вибір ймовірнісної нейронної мережі та її топології для визначення ймовірності захворювання корів маститом як часткового випадку класифікації подій. Обрано ядерну функцію та розміри навчаючої і тестової множин. Наведено алгоритм побудови класифікатора на основі нейронних мереж.

**мастит, нейронна мережа, класифікація, байєсовий підхід, радіальні елементи, гаусова функція**

Мастит (запалення молочної залози у корів) є одним з найбільш коштовних захворювань в тваринницькому комплексі і спричиняє великі економічні збитки в молочній промисловості. Незважаючи на наявність великої кількості методів та способів діагностики маститу [1, 2, 3, 4, 5], це питання й досі вважається невирішеним. Особливі труднощі викликає виявлення прихованих (субклінічних) форм маститів.

Розширення можливостей ранньої діагностики маститу при автоматизованому доїнні безпосередньо пов'язане з застосуванням комплексного підходу з використанням клінічних, цитологічних, електрофізичних та інших методів дослідження. У зв'язку з цим, з метою врахування різних факторів, що змінюються при маститі, в даній роботі поставлено задачу підвищення точності діагностики цього захворювання з використанням моделі нейронної мережі. Такий підхід дозволить з більшою долею достовірності і достатньо швидко визначити запальний процес при наявності симптомів.

Діагностика є частковим випадком класифікації подій, причому найбільшу цінність представляє класифікація подій, відсутніх в наборі, що навчає нейромережу. Тут проявляється перевага технологій нейронних мереж – вони здатні здійснювати таку класифікацію, узагальнюючи попередній досвід і застосовуючи його в нових випадках.

При наявності простору вхідних ознак (симптомів) в даній роботі передбачається вирішення наступних задач: визначення архітектури, топології, а також об'єму навчаючої та тестової множин мережі для визначення ймовірності захворювання тварин маститом.

Поетапний алгоритм побудови класифікатора на основі нейронних мереж, призначеного для вирішення поставлених задач, зображено на рисунку 1 [6].

Етап 1 передбачає роботу з даними, а саме: вибір вхідних та вихідних даних; формування навчаючої та тестової множин. Основні вимоги, що ставляться до вхідних параметрів мережі - їх достатня кількість та непротиворічність. Першочерговий вибір вхідних параметрів здійснюється інтуїтивно, використовуючи досвід роботи в даній предметній області. Для початку рекомендується включити всі параметри, які можуть впливати на результат, а на подальших етапах, при потребі, скоротити їх кількість [7]. Згідно цих рекомендацій та аналізу літературних джерел [8, 9, 10, 11], першочергову кількість вхідних параметрів (а, отже, кількість нейронів вхідного шару) обираємо рівною 15.

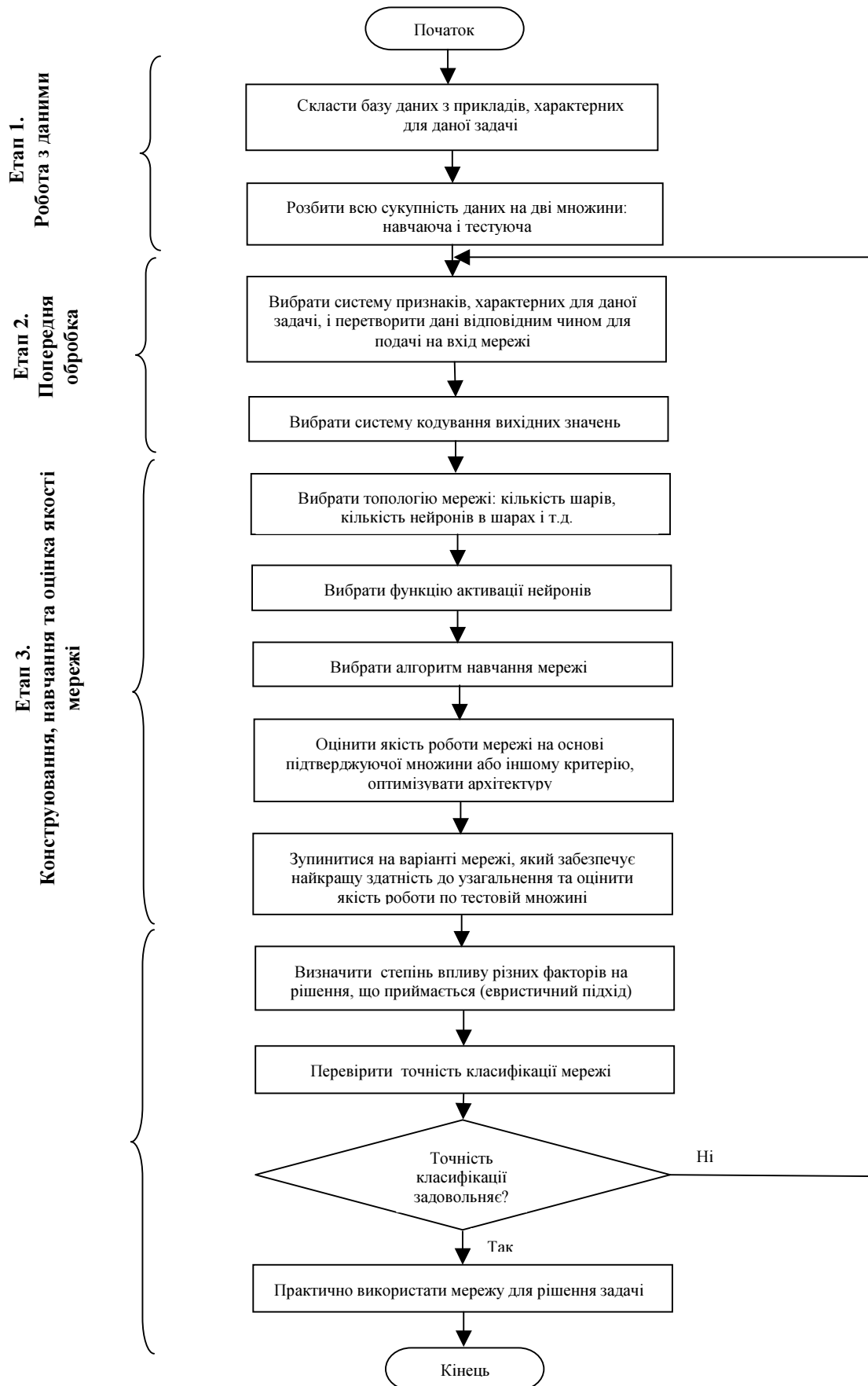


Рисунок 1 – Алгоритм побудови класифікатора на основі нейронних мереж

Вектор вхідних параметрів представлений наступною формулою:

$$\begin{aligned}\bar{X} &= (\bar{M}, \bar{N}, \bar{A}), \\ \bar{X} &\rightarrow X\{x_1, x_2, \dots, x_{15}\},\end{aligned}\tag{1}$$

де  $\bar{X}$  - вхідний вектор нейронної мережі;

$\bar{M}(x_1 \dots x_9)$  - вектор параметрів тварини, що вимірюються під час доїння:  $x_1 \dots x_4$ ,  $x_5 \dots x_8$  - температура та електропровідність молока з кожної доли вимені відповідно,  $x_9$  - інтенсивність молоковіддачі;

$\bar{N}(x_{10}, x_{11})$  - вектор просторово-часових параметрів:  $x_{10}$  - температура навколишнього повітря,  $x_{11}$  - час доби;

$\bar{A}(x_{12} \dots x_{15})$  - вектор, що містить дані з анамнезу тварини:  $x_{12}$  - вік тварини,  $x_{13}$  - номер лактації,  $x_{14}$  - система доїння,  $x_{15}$  - тугодійність;

$X$  - простір ознак з параметрами  $x_1, x_2, \dots, x_{15}$ .

Оскільки дана задача - класифікація при наявності двох класів (хворі та здорові тварини), кількість нейронів вихідного шару мережі обираємо рівною двом. Вектор вихідних параметрів має наступний вид:

$$\begin{aligned}\bar{Y} &= (Y_1, Y_2), \\ \bar{Y} &\rightarrow Y\{y_1, y_2\},\end{aligned}\tag{2}$$

де  $Y_1$  - нейрон, що представляє клас 1 - «Тварина хвора»;

$Y_2$  - нейрон, що представляє клас 2 - «Тварина здорова»;

$Y$  - простір ознак з параметрами  $y_1, y_2$ ;  $y_1$  та  $y_2$  - ймовірності належності до класу 1 та класу 2 відповідно.

Навчаюча множина даних представляє собою набір спостережень, для яких вказані значення вхідних і вихідних змінних. Для визначення числа спостережень існує ряд евристичних правил, які пов'язують число необхідних спостережень з розмірами мережі [12, 13, 14]. Skorиставшись найпростішим з них, обираємо першочергове число спостережень в десять раз більшим за число зв'язків в мережі [7]. Для тестової множини обираємо 200 спостережень.

Етап 2, що передбачає попередню обробку даних. Для приведення входів мережі до стандартного вигляду надаємо сигналу значень, що лежать в інтервалі від 0 до 1, при цьому вхідні елементи виконуватимуть роль попереднього процесювання з лінійною функцією "Minimax" [15].

Етап 3, на якому здійснюється побудова нейронної мережі. В даній роботі передбачено часткове виконання етапу 3.

Вибір архітектури мережі здійснюється відповідно до поставленої задачі. В таблиці 1 наведено класифікацію нейронних мереж та алгоритмів навчання [16].

Реалізації поставленої задачі відповідає ймовірнісна нейронна мережа на основі ядерних оцінок, що відноситься до мереж радіально-базисних функцій. Найбільш важливі переваги ймовірнісних мереж полягають в наступному: легка інтерпретація вихідного значення; швидке навчання; вони допускають логічну інтерпретацію і модифікацію структури відносин між змінними задачі та дозволяють в явній формі врахувати апріорний досвід експертів у відповідній предметній області [6, 12, 13, 14].

Ця мережа є реалізацією байєсового підходу, який дає можливість оцінювати густину ймовірності розподілів для кожного класу по наявним даним, порівнювати між собою ймовірності належності різним класам і обирати найбільш ймовірний.

Таблиця 1 – Класифікація нейронних мереж та алгоритмів навчання

Парадигма	Правило навчання	Архітектура	Алгоритм навчання	Задача	
З вчителем	Корекція помилки	Одношаровий і багатошаровий персептрон	Алгоритми навчання персептрона Обернене розповсюдження	Класифікація образів Апроксимація функцій Передбачення Управління	
	Больцмана	Рекурентна	Алгоритм навчання Больцмана	Класифікація образів	
	Хебба	Багатошарова прямого розповсюдження	Лінійний дискримінантний аналіз	Аналіз даних Класифікація образів	
	Змагання	Змагання	Змагання	Векторне квантування	Категоризація всередині класу Ущільнення даних
		Мережа ART	Мережа ART	ARTMap	Класифікація образів
Без вчителя	Корекція помилки	Багатошарова прямого розповсюдження	Проекція Саммона	Категоризація всередині класу Аналіз даних	
	Хебба	Прямого розповсюдження або змагання	Аналіз головних компонентів	Аналіз даних Ущільнення даних	
		Мережа Хопфілда	Навчання асоціативної пам'яті	Асоціативна пам'ять	
	Змагання	Змагання	Змагання	Векторне квантування	Категоризація Ущільнення даних
		SOM Кохонена	SOM Кохонена	SOM Кохонена	Категоризація Аналіз даних
		Мережі ART	Мережі ART	ART1, ART2	Категоризація
Змішана	Корекція помилки і змагання	Мережа RBF	Алгоритм навчання RBF	Класифікація образів Апроксимація функцій Передбачення Управління	

Побудована нейронна мережа представлена на рисунку 2. Мережа має три шари: вхідний, радіальний та вихідний. Кожний вихідний елемент нейронної мережі з'єднуємо з усіма радіальними елементами, що відносяться до його класу. З радіальними елементами протилежного класу він має нульове з'єднання. Кількість радіальних елементів обираємо по одному на кожне навчальне спостереження, тобто рівним 30, в якості ядерної функції – гаусову функцію, яка має вид [17]:

$$f(\bar{X}) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\bar{X}-m)^2}{2\sigma^2}}, \quad (3)$$

де  $m$  – математичне очікування;  
 $\sigma$  – середнє квадратичне відхилення.

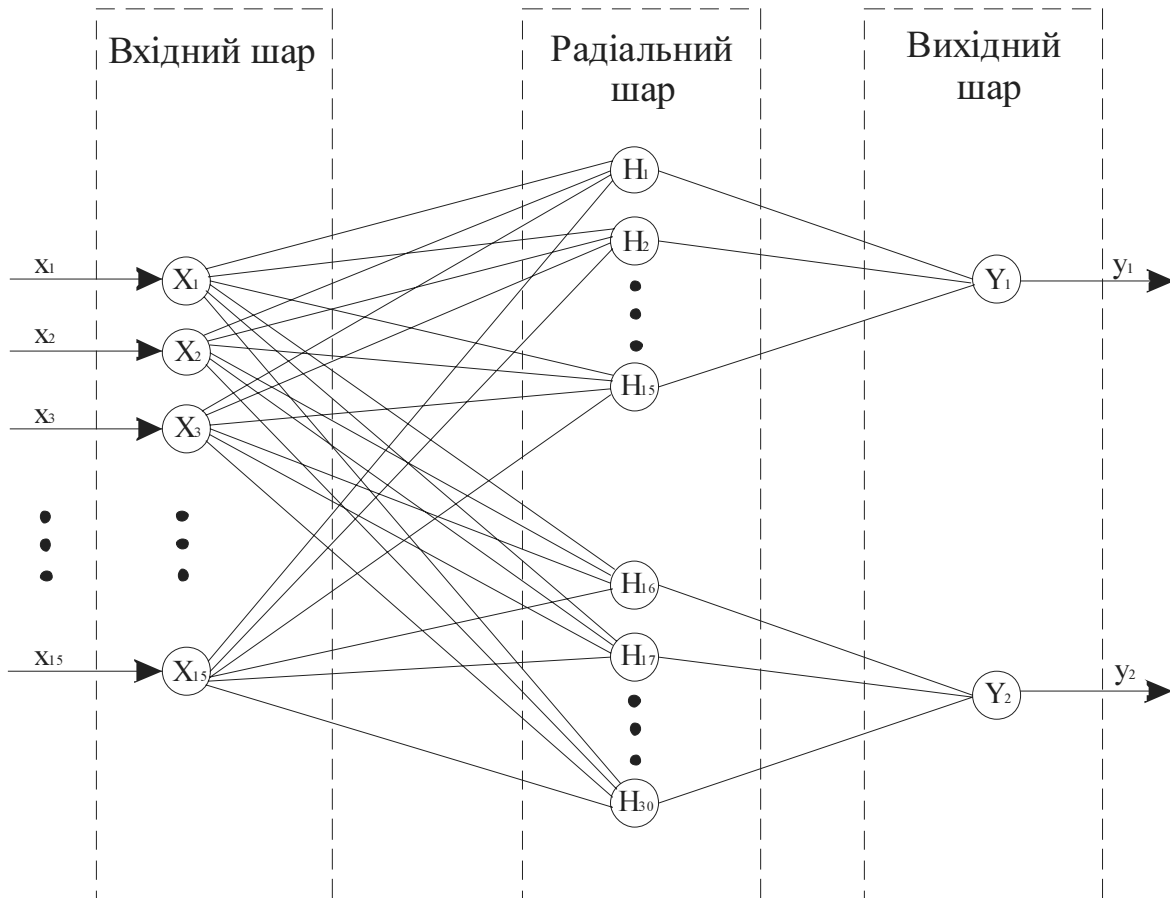


Рисунок 2 – Нейронна мережа для визначення ймовірності захворювання тварин маститом

В нейронах вихідного шару  $Y_1$  та  $Y_2$  відбувається підсумовування відгуків всіх елементів, що належать до їх класів (ядерні оцінки ймовірності належності до відповідних класів) і нормування їх на 1 [18]. На виході отримаємо кінцеву оцінку ймовірності належності до класів 1 і 2 ( $y_1$  і  $y_2$  відповідно).

Ймовірнісна нейронна мережа має єдиний управляючий параметр навчання, значення якого обирається користувачем, - степінь згладжування (відхилення гаусової функції). В даній роботі потрібне значення передбачається знайти досвідним шляхом.

Для оцінки ефективності роботи нейромережі обираємо критерії, викладені в роботі [15].

В роботі виконано поставлені задачі: визначення архітектури, топології, а також об'єму навчаючої та тестової множин нейронної мережі для визначення ймовірності захворювання тварин маститом. В результаті проведених теоретичних досліджень:

- для діагностики маститу обрано ймовірнісну нейронну мережу з 15-ма нейронами вхідного шару, 30-ма радіальними елементами та 2-ма нейронами у вихідному шарі;

- в якості ядерної функції взято гаусову функцію;

- навчаючу множину мережі складають 4800 спостережень, тестову – 200.

## Список літератури

1. Ясенец В.А. Диагностика мастита при машинном доении// Техника в сельском хозяйстве. - 1986. - №1. - С.62.
2. Инихов Г.С., Брио Н.П. Методы анализа молока и молочных продуктов – М.: Пищевая промышленность, 1971. – 423 с.
3. Ясенецький В., Смоляр В. Результати порівняльних досліджень різних способів діагностики маститу у корів// Тваринництво України. – 2002. - № 6. - С. 25-27.
4. Пешук Л. Электропроводність молока як метод виявлення прихованих маститів у корів// Пропозиція. – 2001. - № 11. - С. 86-87.
5. Scott S., Kennedy A., Schaefer A. Development of an Early Detection Method for Mastitis Using Infrared Thermography// Agriculture and Agri-Food Canada. - 2003. - № 11. – р. 56-72.
6. Стариков А. Применение нейронных сетей для задач классификации
7. <http://www.statsoft.ru/home/textbook/modules/stneunet.html>.
8. Аргаков А.В., Михайленко П.Г., Чугунова Е.В. Измерение физиологических параметров животных// Техника в с/х. - 1981. - № 3. - С. 15-16.
9. Смоляр В., Коломієць Т., Пташка Ю. Стан і перспективи діагностики сучасними засобами маститу у корів// Техніка АПК. – 2006. - №1-2. – С. 38-40.
10. Основи тваринництва і ветеринарної медицини/ А.І. Вертійчук та ін. – К.: Урожай, 2004. – 656 с.
11. Heald C.W., Kim T., Sischo W.M., Cooper J.B., Wolfgang D.R. A computerized mastitis decision aid using farm-based records: an artificial neural network approach// Dairy Science. – 2000. - № 83. – Р. 711-720.
12. Artificial Neural Networks: Concepts and Theory - IEEE Computer Society Press, 1992.
13. Горбань А.Н. Обучение нейронных сетей – М.: СП "Параграф", 1990. – 134 с.
14. Мкртчян С.О. Нейроны и нейронные сети – М.: Энергия, 1971.
15. Казаков В.Н., Абрамов В.А., Ивнев Б.Б., Гурьянов В.Г., Снегирь А.Г. Использование методов линейного дискриминантного анализа и вероятностных нейронных сетей в дифференциальной диагностике болезни Альцгеймера и физиологического старения// Вестник гигиены и эпидемиологии ДонДМУ. Том 5. – 2001. - № 1. - С. 108-112.
16. Jain A. K., Mao J., Mohiuddin K.M. Artificial Neural Networks// A Tutorial Computer. Vol. 29. – 1996. - № 3. - Р. 31-44.
17. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – издание 4-е, стереотипное. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
18. Толпин Д.А. Вероятностные сети для описания знаний. Обзор идей// Информационные процессы. – 2007. – Том 7. -№ 1. – С. 93-103.

В статье обоснован выбор вероятностной нейронной сети и ее топологии для определения вероятности заболевания коров маститом как частичного случая классификации событий. Выбрана ядерная функция и размеры обучающего и тестового множеств. Приведен алгоритм построения классификатора на основе нейронных сетей.

In article the choice of probabilistic neural network and its topology for definition of probability of cows' disease by mastitis as a partial case of events classification is proved. Nuclear function and the sizes of training and test sets are chosen. The algorithm of construction of the qualifier is resulted on the basis of neural networks.

**Н.Д. Лепёшкин, зав. лабораторией, канд. техн. наук, С.Ф. Лойко, научный сотрудник**

*РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства», г. Минск, Республика Беларусь*

**В.А. Дубовик, доц., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

## **Анализ основных факторов, определяющих развитие семян зерновых культур в условиях Нечерноземья**

В статье приведен анализ основных факторов, влияющих на оптимальное сочетание тепловой, и водно-воздушный баланс для нормального развития зерновых культур в условиях Нечерноземья. Проанализирована степень влияния на полевую всхожесть и урожайность культурных растений. Даны рекомендации по наиболее полному выполнению этих требований машинно-тракторными агрегатами для обработки почвы и посева.

**всхожесть, урожайность, равномерность распределения семян, тепловой и водно-воздушный баланс**

Мировой опыт применения интенсивных технологий при возделывании зерновых культур показывает, что интенсивной считается такая технология, которая может обеспечить полевую всхожесть не ниже 80% от числа высеянных семян и выживание взошедших растений не менее 80-90%. При этом возможно обеспечить общую выживаемость для озимых злаков 60-65% и яровых – 70-75%.

Известно, что одними из важнейших факторов, влияющих на урожайность возделываемых культур, являются почвенно-климатические условия зоны их возделывания. Также к первоочередным факторам, влияющим на урожайность возделываемых культур, относят сорта семян, удобрения и средства защиты растений. Данная зависимость многократно подтверждена наукой и практикой. Однако уже сегодня является общепринятым, что немаловажную, а иногда и решающую роль в судьбе урожая играют применяемые технологии и техника обработки почвы и посева. От того, насколько правильно для конкретных условий подготовлено семенное ложе, равномерно распределены семена по площади поля и на требуемую глубину, зависят их водный, воздушный и тепловой режимы питания, непосредственно влияющие на полевую всхожесть (*ПВ*), выживаемость и эффективность развития.

Поэтому, приступая к формированию МТА для проведения операций обработки почвы и посева, необходимо учитывать связь между этими факторами и вытекающие из этого требования.

*Требования к глубине заделки семян:*

Будущий урожай во многом определяется оптимальной глубиной заделки семян, которая зависит от вида высеваемой культуры, срока сева, влажности и механического состава почвы.

Известно, что наиболее лучшее сочетание факторов отмечается, когда семена равномерно распределены по площади поля на заданную (оптимальную) глубину. Здесь несоблюдение, например, требований равномерной заделки семян на заданную глубину ведет к снижению *ПВ*, а в последствие и урожайности (*У*). Снижение *ПВ* при мелкой заделке происходит вследствие недостатка влаги из-за высыхания верхнего слоя, а при

чрезмерно глубокой – вследствие потери биологической силы роста.

Об отрицательном влиянии отклонения фактической глубины заделки семян от оптимальной на *ПВ* и урожайность говорят и данные, полученные рядом институтов и опытных станций. Обобщенные результаты этих исследований представленные в виде графиков (рисунки 1, 2) показывают, что отклонение от оптимальной глубины сева зерновых культур на  $\pm 10$ мм снижает *ПВ* на 5-10%. При этом снижение *У* происходит более интенсивно – на 12-30%.

На практике основное влияние на равномерность глубины заделки семян оказывает тип и конструкция применяемых сошников. Однако, как показывает анализ применения зерновых сеялок в реальных условиях эксплуатации, большинство применяемых на них сошников не обеспечивают укладку семян на оптимальную глубину. Например, при требуемых глубинах заделки семян яровых зерновых 20-40мм и озимых 30-50мм, сеялки СЗ-3,6 заделывают семена на глубину 30-85мм, СЗУ-3,6 – 28-76мм, СПУ-6 – 21-42мм (с килевидными сошниками) и 24-44мм (с дисковыми сошниками тарельчатого типа). При этом заделка семян ими производится неравномерно. Среднеквадратическое отклонение ( $\sigma$ ) глубины колеблется у сеялок типа СЗ-3,6 от 11 до 19 мм (с дисковыми сошниками) и от 5,6 до 11 мм (с катковыми сошниками). Для сеялок типа СПУ-6 (С-6) с дисковыми сошниками от 5 до 11мм, а с килевидными - от 3 до 7мм.

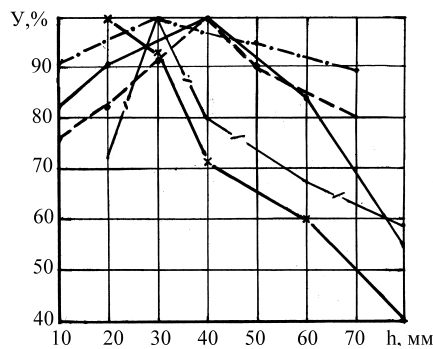


Рисунок 1 – Зависимость урожайности (*У*) зерновых культур от глубины заделки семян *h*

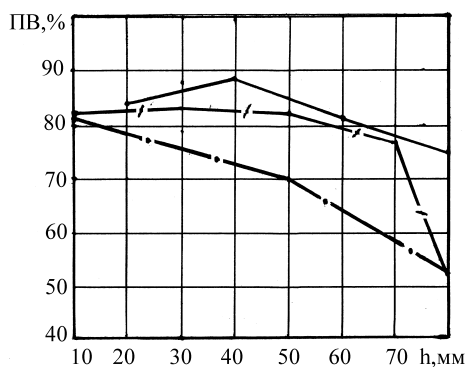


Рисунок 2 – Зависимость полевой всхожести (*ПВ*) зерновых культур от глубины заделки семян *h*

Вместе с тем известно [1], что наиболее полной *ПВ* можно достичь при укладке семян на заданную глубину при  $\sigma$  не более 6 мм.

Согласно агротехническим требованиям на зерновые сеялки [2], количество семян, заделанных на заданную глубину и два с ним смежных слоя (10 мм), должно быть не менее 85% от всего количества высеванных.

Вероятность заделки семян *P* на заданную глубину можно определить по формуле [3]:

$$P(a \leq h_c \leq \beta) = F(\beta) - F(a), \quad (1)$$

где  $F(x)$  – функция распределения семян по глубине заделки;

$a$  и  $\beta$  – границы допустимого отклонения от заданной глубины.

Выразив  $F(x)$  через стандартную функцию нормального распределения (нормальную функцию)  $\Phi^*$  и подставив в формулу считая, что среднестатистическая глубина заделки семян совпала с заданной глубиной, получим:

$$P(a \leq h_c \leq \beta) = \Phi^* \left( \frac{\beta - h_c}{\sigma} \right) - \Phi^* \left( \frac{a - h_c}{\sigma} \right). \quad (2)$$

Приняв в соответствии с агротехническими требованиями  $a = h_c - 10$ ;  $\beta = h_c + 10$  по формуле при вероятности сохранения агротехнического допуска  $P=0,85$ , максимально допустимое значение  $\sigma$  будет составлять 8,1 мм.

Таким образом, из применяемых в условиях Нечерноземья сошников, требованию по компактной (равномерной по глубине) заделке семян и то только на почвах определенного физико-механического состава и незасоренных растительными остатками, наиболее полно отвечает сошник с тупым углом вхождения в почву (килевидный).

Требования к равномерности распределения семян по площади поля:

Вторым требованием проведения качественного сева является равномерное распределение семян по занимаемой ими площади. Теоретически оптимальной с точки зрения использования влаги, солнечного света, углекислоты, воздуха и питательных веществ, а также ослабления отрицательного взаимодействия растений, является площадь питания каждого из них приближенная к кругу. На практике достичь этого требования при посеве зерновых культур невозможно. Наиболее приемлемым для практики является вариант, при котором площадь питания приближается к квадрату.

Агротехнически обоснованные оптимальные площади питания в зависимости от норм высева представлены на рисунке 3. Для сравнения здесь же представлена картина фактического распределения семян по площади при использовании большинства современных зерновых сеялок и посевных агрегатов на дерново-подзолистых почвах Европейской территории с шириной междурядий 125 мм. Как видно из рисунка, здесь семена в идеальном случае располагаются на расстоянии 16 - 23 мм, а форма площади питания имеет ярко выраженную форму вытянутого прямоугольника, что, естественно, не может способствовать повышению урожайности из-за нерационального использования представленной растениям площади питания. С увеличением междурядий эта картина будет еще больше усугубляться. Очевидно, что такая ширина междурядий обоснована только с конструктивной точки зрения и не полностью учитывает требования агротехники.

Известно, что влажность почвы в междурядьях неодинакова. Чем ближе к ряду, тем влажность ниже, поскольку использование ее корневой системой культуры увеличивается. При широких междурядьях разница во влажности почвы в рядке и середине междурядий может достигать 3-8%. Наличие столь больших различий свидетельствует о неудовлетворительном использовании растениями представленной им площади питания. Форма площади питания оказывает существенное влияние и на продуктивность фотосинтеза. Здесь в посевах с различной густотой насаждений создаются разные условия температуры, освещенности, подтока углекислоты и других факторов, что непосредственно влияет на поглощение активной радиации и на интенсивность процессов фотосинтеза и дыхания растений. Кроме этого при малой площади питания проявляется эффект взаимного угнетения растений и изреживания насаждений, а при большой – стимулируется усиленное развитие сорняков в междурядьях [4].

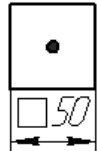
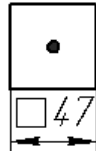
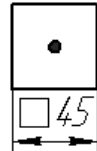
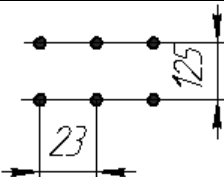
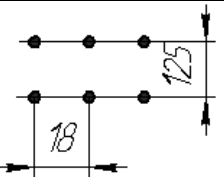
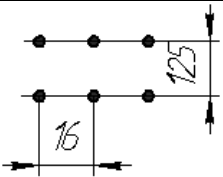
Норма высева семян, шт/м <sup>2</sup>	Озимая рожь, 350-400	Озимая пшеница, 400-450	Овес, 500
Оптимальная площадь питания			
Фактическое распределение семян			

Рисунок 3 – Равномерность распределения семян по площади питания

Форму площади питания, а тем самым и урожай, в известной степени можно регулировать применением разных способов посева.

Переход от обычного рядового к узкорядному посеву позволяет более равномерно распределять растения по площади. При этом сокращение расстояния между рядами на 10 мм дает прирост урожая до 1%. Еще лучший результат дает применение ленточного посева. Так ленточный посев с шириной ленты 70 мм и расстоянием между сошниками 125 мм по сравнению с рядовым посевом с междурядьем 125 мм позволяет повысить урожайность до 6% [5].

Оптимальное распределение растений по площади питания существенно влияет и на качество получаемого зерна. Так, в исследованиях по оценке качества зерна мягкой и твердой яровой пшеницы и пивоваренного ячменя самое высокое содержание белка и клейковины было отмечено при высева семян ленточным и узкорядным способами [6].

Для оценки равномерности распределения семян по занимаемой площади в УкрНИИМЭСХ была предложена методика ее определения [7]. Равномерность оценивается общим коэффициентом:

$$\mu = \frac{S}{P}, \quad (3)$$

где  $S$  – суммарная площадь условных кругов питания растений;

$P$  – общая площадь, занимаемая растениями.

В идеальном варианте распределения растений  $S \approx P$ , поэтому  $\mu$  стремится к 1. В реальности, из-за неравномерного распределения, условные площади питания растений перекрываются, т.е.

$$S_{\phi} = P - \sum W_i, \quad (4)$$

где  $\sum W_i$  – суммарная площадь перекрытий кругов питания соседних растений.

Поэтому для реальных посевов

$$S_{\phi} < P \text{ и } 0 < \mu < 1. \quad (5)$$

Расчеты показывают, что, например, на посевах озимой пшеницы наибольший показатель коэффициента равномерности достигается при узкорядном способе посева ( $\mu = 0,53$ ). Равномерность обычного рядового посева с междурядьем 125 мм на 20% была ниже ( $\mu = 0,42$ ).

*Требования к подготовке семенного ложа и заделке семян*

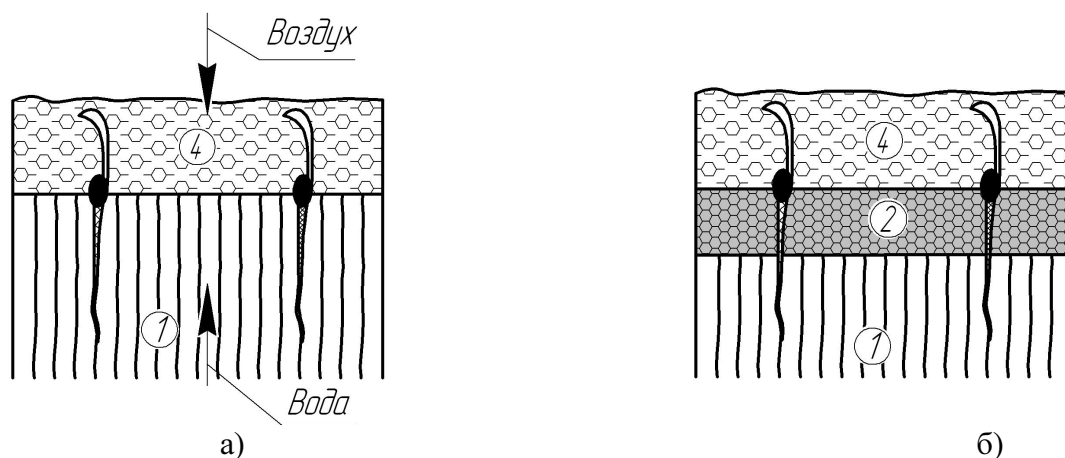
Большое значение на тепловой и водно-воздушный баланс и, соответственно, формирование продуктивных растений оказывает выбор способа подготовки семенного ложа и заделки семян. Известно, что для лучшего прорастания и развития семени

должны размещаться на уплотненном слое почвы и укрываться слоем мелкокомковатой почвы.

Наиболее благоприятные условия для развития растений создаются лишь в том случае, когда глубина предпосевной обработки соответствует глубине заделки семян (рисунок 4а). В этом случае растения обеспечиваются влагой независимо от погодных условий после посева, т.к. капилляры, питающие влагой семенное ложе, остаются нетронутыми. Однако, на практике это условие соблюдается только в период весенней предпосевной обработки почвы и только на полях с выровненной после зимнего периода поверхностью. Очень часто, особенно во время сева озимых, качественное выравнивание поверхности поля требует более глубокого рыхления.

Поэтому там, где рыхление проводится на большую глубину, чем глубина заделки семян, необходимо обязательно уплотнять почву в нижней части взрыхленного слоя (рисунок 4б), чтобы создать условия для регенерации капиллярной системы. Для этого в составе почвообрабатывающих агрегатов необходимо применять катки.

Создание благоприятного режима для роста и развития растений при выполнении требований укладки и заделки семян во многом зависит от способа их заделки. Традиционным способом заделки, получившим наибольшее распространение, является укладка и заделка семян на сплошном подуплотненном слое почвы с укрытием их рыхлым слоем почвы мелкокомковатой структуры. В последние годы в ряде стран применяется способ, при котором укладка семян осуществляется не на сплошное ложе, а в уплотненные бороздки с последующим прикатыванием их и закрытием или без закрытия рыхлой почвой (рисунок 5). Между рядья при этом остаются рыхлыми. Такой способ заделки семян обеспечивает хороший контакт их с почвой, высокую и равномерную всхожесть даже в условиях засушливой погоды. Неуплотненная почва между катками значительно снижает эрозию, улучшает воздухообмен и проникновение дождевой влаги. Вместе с тем, несмотря на значительные преимущества посева с последующим прикатыванием его применение ограничивается почвенными условиями [8].

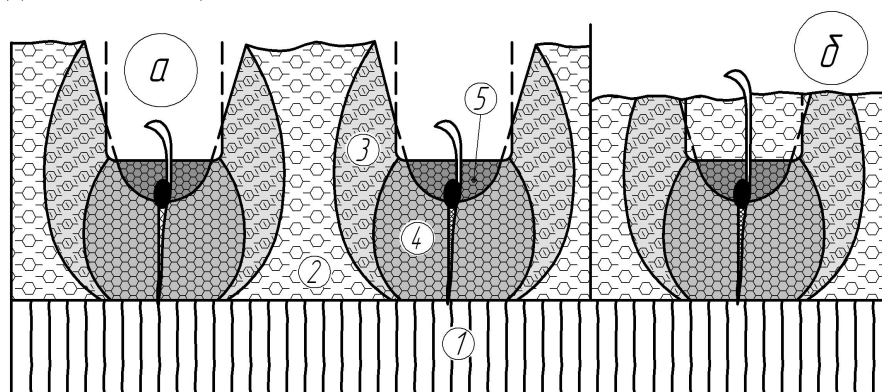


а) на глубину предпосевной обработки; б) на сплошное уплотненное ложе  
1 – необработанный слой почвы; 2 – обработанный слой почвы; 4 – мелкокомковатый слой почвы  
Рисунок 4 – Способы заделки семян

#### *Требования к плотности почвы*

Кроме указанных требований растений к обработке почвы и посеву большое значение имеет плотность почвы. Например, при укладке семян в почву с плотностью меньше оптимальной, вследствие более интенсивной усадки посевного слоя почвы происходит разрыв ростков или корневой системы при формировании растения. При укладке семян в переуплотненную почву ухудшается баланс воздуха и воды в зоне

прорастания, что приводит к появлению ослабленных ростков или к их гибели. Оптимальные значения плотности наиболее характерных почв для Нечерноземья, при которых создаются оптимальные условия для развития возделываемых культур, приведены в таблице 1.



а) без закрытия рыхлой почвой; б) без закрытия рыхлой почвой

1 - необработанный слой почвы; 2 – обработанный слой почвы; 3 – уплотненная зона посевных бороздок; 4 – зона дополнительного уплотнения после посева; 5 – уплотненный слой почвы с семенами

Рисунок 5 – Заделка семян на уплотненные бороздки с последующим прикатыванием

Таблица 1 – Оптимальная для произрастания некоторых сельскохозяйственных культур плотность наиболее характерных для Республики Беларусь почв, г/см<sup>3</sup>

Культура	Тип почвы				
	торфяная (влажность 35-40%)	дерново-подзо- листая средне- суглинистая	дерново- подзолистая супесчаная	дерново- подзолистая легкосуглинистая	дерново- подзолистая песчаная
Овес	0,17-0,18	1,1-1,4	1,2-1,35	1,25-1,35	1,45-1,55
Пшеница	0,17-0,18	1,1-1,4	1,2-1,35	1,15-1,35	1,45-1,55
Рожь	0,17-0,18	1,1-1,4	1,2-1,35	1,18-1,35	1,45-1,55
Ячмень	0,17-0,18	1,1-1,4	1,2-1,35	1,25-1,35	1,45-1,55

Уплотнение почвы зависит как от естественных факторов, так и орудий, тракторов и машин, применяемых в растениеводстве. Особенно неблагоприятны последствия в том случае, когда уплотнению подвергается подпахотный слой. Если в пахотном горизонте неблагоприятные условия благодаря большим или меньшим затратам труда регулярно устраняются, то в подпахотном – отрицательные последствия уплотнения аккумулируются, т.к. во многих случаях эти горизонты не подвергаются рыхлению. Происходящие здесь явления саморазуплотнения в результате действия отрицательных температур, проникновения в этот слой корней и микрофауны значительно менее эффективны, чем агротехнические мероприятия по обработке почвы [8].

Наибольшее распространение напряжений в почве на глубине происходит в результате воздействия ходовых систем. Поэтому при формировании МТА огромное значение имеет правильный выбор типа ходовых систем, с учетом почвенного фона и требований предъявляемых растениями к плотности почвы.

Наиболее благоприятные условия для получения оптимальных всходов и развития растений достигаются в том случае, когда:

а) заделка семян осуществляется равномерно на оптимальную глубину и на уплотненное ложе. Наиболее полно эти требования могут обеспечить сошники с тупым углом вхождения в почку (килевидные);

б) семена равномерно распределены по площади поля. Наиболее равномерное распределение семян по площади поля достигается при узкорядном и ленточном способах посева. При этом равномерность по сравнению с обычным рядовым повышается на 20% и более;

в) глубина предпосевной обработки соответствует глубине заделки семян. При более глубокой обработке почвы в состав агрегатов необходимо включать элементы, производящие уплотнение почвенных слоев (катки);

г) годовые системы и состав МТА выбраны с учетом почвенного фона и требований, предъявляемых растениями к плотности почвы;

д) применяются новые, научно-обоснованные способы обработки почвы и посева. Например, наряду с традиционными способами заделки семян (на сплошное ложе) целесообразно применять с учетом почвенно-климатических условий зоны использования посев в уплотненные бороздки с последующим закрытием или без закрытия рыхлой почвой.

## Список литературы

1. Рублев В.И. Исследование возможности улучшения устойчивости хода по глубине сошников зерновых сеялок при переменной скорости движения. Дисс. канд. техн. наук. Челябинск, 1975.
2. Постановление МСХП Республики Беларусь №46 от 5 ноября 2003г. «О введении нормативов на показатели назначения и надежности сельскохозяйственной техники».
3. Вентцель Е.С. Теория вероятности. Наука. М.: 1969.
4. Синягин И.И. Площадь питания растений. 2-е изд. доп. – М.: Россельхозиздат, 1970. – 231 с.
5. Шпаар Д. и др. Возделывание зерновых. – М.: «Аграрная наука», ИК «Родник», 1998. – 336 с.
6. Михневич Н.А. Об определении оптимальной глубины и равномерности заделки семян зерновых. В сб. «Механизация и электрификация сельского хозяйства». Минск, 1978.
7. Хаменко Н.С., Зырянов В.А., Насонов В.А. Механизация посева зерновых культур и трав: Справочник. – К.: Урожай, 1989. – 168 с.
8. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения. – М.:ВИМ, 1998. -368 с.

В статті приведено аналіз основних факторів, які впливають на оптимальне співвідношення теплового, і водно-повітряного балансу для нормального розвитку зернових культур в умовах Нечернозем'я. Проаналізовано ступінь впливу на схожість і врожайність культурних рослин. Дано рекомендації по найбільш повному виконанню цих вимог машино-тракторними агрегатами для обробки ґрунту і посіву.

In article the analysis of basic factors, influencing on optimum combination thermal, and water-air balance for normal development of grain-crops in the conditions of Nechernozem'ya. The degree of influence is analysed on the field germination and productivity of cultural plants. Dany of recommendation on the most complete implementation of these requirements by MT aggregates for treatment of soi and sowing.

**Н.Д. Лепёшкин, зав. лабораторией, канд. техн. наук, А.Л. Медведев, доц., канд. техн. наук, Ю.Л. Салапура, асп.**

*РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства», г. Минск, Республика Беларусь*

**В.А. Дубовик, доц., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

## Экспериментальные исследования питателя эжекторного типа для пневматических сеялок

В статье дано теоретическое обоснование зависимости производительности и КПД питателя эжекторного типа от геометрических параметров и экспериментально установлено влияние их на равномерность распределения высеваемого материала.

**пневматическая сеялка, эжекторный питатель, диффузор, конфузор**

Среди операций технологического процесса возделывания зерновых сельхозкультур, оказывающих значительное влияние на урожай, качество и объём будущего урожая, является посев. Проведение сева в оптимальные агросроки в удобренную почву – залог будущего урожая.

Многие учёные [1] отмечают повышенную потребность растений в фосфоре в начальный период вегетации. По данным Института почвоведения и агрохимии [2], содержание подвижных форм фосфора в почвах республики крайне недостаточен для формирования планируемой урожайности сельскохозяйственных культур.

В связи с этим, в последние годы в Республике Беларусь активно ведутся работы по созданию посевных машин с пневматической системой высева, обеспечивающих одновременный высев семян с припосевной дозой фосфорных гранулированных удобрений. Однако, как показала практика, пневматическое транспортирование смеси семян и минеральных удобрений сопряжено с рядом трудностей, решение которых является актуальной задачей.

Среди устройств, оказывающих основное влияние на стабильность и равномерное распределение высеваемого материала можно выделить питатель, распределитель потока и сошник. Второстепенное влияние оказывает длина и расположение пневмоматериалопровода в рамках, ограниченных конструктивными параметрами существующих пневматических сеялок. Причём исследователи [3] выделяют, что на продольную равномерность распределения влияет в основном питатель, на поперечную – распределитель потока, а на равномерную глубину заделки – сошник. Однако на практике все эти устройства в комплексе оказывают более сложное влияние на процесс высева.

Ввод посевного материала в систему с избыточным давлением является сложной технической задачей. Анализ существующих конструкций питателей показал, что в настоящее время в мировой практике производства пневматических посевных машин наиболее широкое распространение нашли питатели эжекторного типа. Однако применение их при одновременном высеве семян и удобрений затруднительно вследствие повышенной концентрации материала в сети при недостаточной производительности последних и низкого КПД этих устройств. Повышение производительности эжекторных питателей позволяет избежать пульсации в системе и, соответственно, повысить равномерность распределения.

Цель работы – дать теоретическое обоснование зависимости производительности и КПД питателя эжекторного типа от геометрических параметров и экспериментально установить влияние их на равномерность распределения высеваемого материала.

КПД эжекторного питателя определяет величину потерь динамического напора и по данным ряда авторов [4, 5] варьирует в широких пределах от 0,4 до 0,7. Однако, КПД эжекторных питателей, применяемых в пневматических высевающих системах отечественного производства (сеялки С-6 и С-6Т), не превышает 0,5. В связи с этим возникает необходимость в установке вентиляторов повышенного давления и производительности, для обеспечения надёжной работы системы, или новых эжекторных питателей, обладающих меньшим сопротивлением и большей пропускной способностью.

Некоторые исследователи [5] предлагают для снижения сопротивления изготавливать эжекторные питатели с углом сужения конфузора и углом раскрытия диффузора не превышающими  $8^{\circ}$ . При этом ими не принимаются во внимание, что сопротивление связано не только с углом раскрытия диффузора, но и с такими понятиями, как степень расширения диффузора и коэффициент полноты удара. Причём последний является комплексной величиной, отражающей суммарные потери в диффузоре. Изготавливать питатель с равными углами сужения и раскрытия не целесообразно и по той причине, что потери при расширении потока значительно превышают потери при его сужении.

Коэффициент потерь в конфузоре  $\xi$  определяется по формуле, предложенной в 1919 году Эйфелем [6]:

$$\xi = \frac{\lambda}{\sin \frac{\alpha}{2}} \left( \frac{n^2 - 1}{n^2} \right), \quad (1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления в цилиндрических трубах;

$n$  – степень поджатия, основная характеристика конфузора;

$\alpha$  – средний угол конусности конфузора.

Величина степени поджатия определяется по формуле:

$$n = \frac{F_2}{F_1}, \quad (2)$$

где  $F_1$  – площадь выходного сечения конфузора;

$F_2$  – площадь входного сечения конфузора.

Ряд исследований показал, что увеличение или уменьшение  $n$  значительно снижает относительную неравномерность поля скоростей. Потери при соосном входе в трубу из конического конфузора эквивалентны потерям при косом соударении неупругих тел [7]. Поэтому целесообразно экспериментальными исследованиями определить значения  $F_1$ ,  $F_2$  и  $\alpha$  для минимальных потерь в конфузоре при определённых конструктивных параметрах высевающей системы (диаметр и длина пневмоматериалопроводов, характеристика вентиляторов и др.).

Более сложной является задача снижения потерь в диффузоре. Потери в диффузорах составляют до 30 % всех потерь в системе. При этом они значительно зависят от типа поперечного сечения диффузора. Наиболее просты и технологичны в изготовлении диффузоры конического типа [8].

Потери в конических диффузорах определяются по формуле:

$$\xi = \psi_0 \left( 1 - \frac{1}{f} \right)^2, \quad (3)$$

где  $\psi_0$  – коэффициент смягчения (полноты) удара, он характеризует степень несовершенства диффузора,  $\psi_0 = 3,5 \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)$ ;

$f$  – степень расширения диффузора, равная отношению площади поперечного сечения на выходе диффузора к площади поперечного сечения на входе;

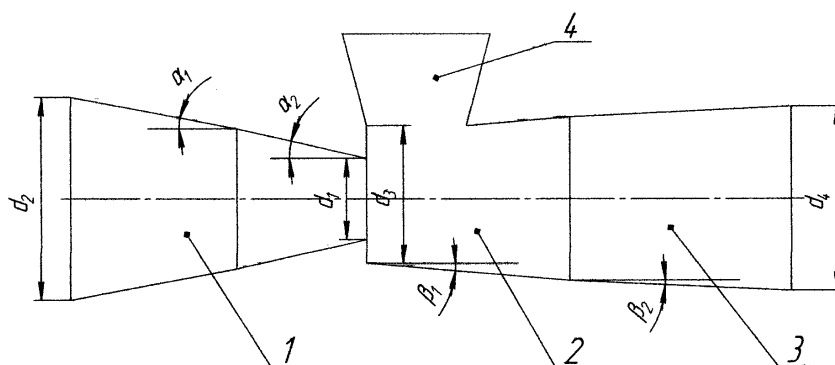
$\alpha$  – локальный угол расширения диффузора.

От степени расширения диффузора  $f$  коэффициент  $\psi_0$  зависит не значительно, так как при любом большом  $f$  теоретически всегда можно выбрать сколь угодно малый угол расширения.

Известно, что увеличение потерь связано с отрывом потока среды от стенок канала и возникновением турбулентности. С уменьшением угла расширения потери уменьшаются, но диффузор получается значительной длины. Поэтому его предельное значение ограничивается конструктивно-технологическими требованиями и определяется расчётно-экспериментальным методом.

Кроме преодоления сопротивления питателя, давление развиваемое вентилятором расходуется на преодоление сопротивления сети и на разгон материала до скорости транспортирования. В связи с этим пневмоматериалопровод необходимо укладывать таким образом, чтобы его сопротивление было как можно меньше.

В работе [9] предлагается с целью снижения потерь на расширение в эжекторных питателях применять «колоколообразный» диффузор. Однако предложенный трёхугольной диффузор достаточно сложен и трудоёмок в изготовлении. Поэтому была принята следующая схема эжекторного питателя (рисунок 1): конфузор и диффузор имели переменное сечение. Конфузор с углами  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , а диффузор с углами расширения  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . Причём как конфузор, так и диффузор были изготовлены составными, что значительно упростило изготовление и стыковку сопрягаемых поверхностей. Параметры загрузочной горловины определялись по максимальной пропускной способности, необходимой для высева не менее 100 г/с материала (это составляет 500 кг/га при посеве смеси люпина с гранулированным суперфосфатом на скорости 10 км/ч).

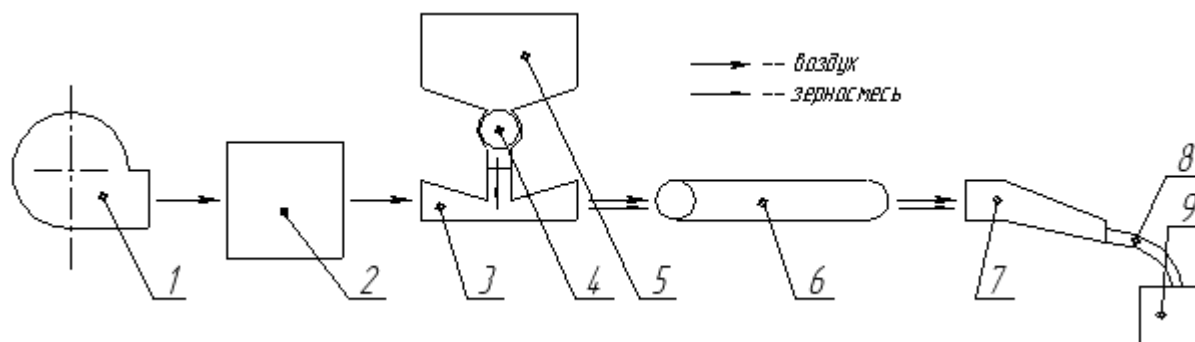


1 – конфузор; 2 – приёмная камера; 3 – диффузор; 4 – загрузочная горловина  
Рисунок 1 – Экспериментальный эжекторный питатель

Углы:  $\alpha_2$  и  $\beta_1$  были const, а параметры  $\alpha_1$ ,  $\beta_2$ ,  $d_1$  – переменными.

Исследования проводились на экспериментальной установке, схема которой представлена на рисунке 2. Установка имитирует пневматическую систему высева с групповым дозированием семян (применяется на отечественных сеялках С-6). Она состоит из вентилятора с частотой вращения  $3850 \text{ с}^{-1}$ , цилиндрического ресивера диаметром 170 мм и восьмью отверстиями (семь отверстий диаметром 22 мм, одно

отверстие (выходное) диаметром 50 мм), трубопровода диаметром 50 мм и длиной 5,0 м, бункера с дозатором катушечного типа, шестиканального распределителя горизонтального типа конструкции БСХА, семяпроводов диаметром 32 м, сборника семян.



1 – вентилятор; 2 – ресивер; 3 – эжектор; 4 – дозатор; 5 – семенной ящик; 6 – трубопровод; 7 – распределитель; 8 – семяпровод; 9 – сборник

Рисунок 2 – Схема экспериментальной установки

При проведении опытов в качестве высеваемого материала использовалась смесь люпина с гранулированным суперфосфатом в соотношении 3:1. Влажность семян соответствовала агротехническим требованиям. Число повторностей опытов принималась трёхкратной исходя из 95 % надёжности показаний, как наиболее распространённой при технологических исследованиях. Проведение аэродинамических измерений и тарирование измерительных средств решалась в соответствии с общими требованиями аэродинамики. Исследования проводились при значениях атмосферного давления, влажности и температуры воздуха равных или близких к стандартным. Скорость воздуха определялась по среднему динамическому давлению, замеряемому интегральным манометром Testo-512 в комплекте с интегрирующей трубкой Пито.

При определении равномерности распределения высеваемого материала по семяпроводам до начала опыта устанавливался требуемый режим работы установки. Необходимая норма высева обеспечивалась изменением частоты вращения катушки и длиной её рабочей части. Контрольный высев проводили в течение одной минуты. Высеянный в отдельные мешочки материал взвешивали с точностью до одного грамма на весах ВЭУ-6-1/2 (ТУ 25-7724-010-98). Численные значения массы высеваемого материала, попавшего из каждого из шести семяпроводов в сборник, рассматривались как вариационный ряд.

Установка работает следующим образом: вентилятор 1, приводимый в действие электродвигателем с частотой вращения 950 об/мин, что соответствует частоте вращения ВОМ трактора, нагнетает воздух в пневмотранспортную магистраль. Давление, развиваемое вентилятором, составляет 43,8 гПа. Давление воздуха в ресивере 2 выравнивается. Далее, воздух под давлением подаётся в эжекторный питатель 3. Туда же из бункера 5 с помощью дозатора 4 подаётся смесь семян с удобрениями. Воздушный поток в питателе, захватывает смесь и далее по трубопроводу 6 транспортирует её к шестиканальному распределителю 7, где происходит деление потока по сошникам.

Экспериментально определялись максимальная производительность эжекторных питателей и равномерность распределения материала по сошникам при данной производительности, а также потери давления воздушного потока в питателе на чистом воздухе. Условия проведения эксперимента – семь отверстий диаметром 22 мм в ресивере открыты, с целью приближения к реальным условиям работы системы на сеялке с шириной захвата 6 м. Исследования проводили на высева смеси люпина с

гранулированным суперфосфатом в соотношении 3:1. Результаты эксперимента представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты исследований эжекторных питателей

Показатели исследований	Варианты эксперимента							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Диаметр сопла $d_1$ , мм	18	18	26	26	18	18	26	26
Угол сужения $\alpha_1$ , град.	15	25	15	25	15	25	15	25
Угол раскрытия $\beta_2$ , град.	5	5	5	5	12	12	12	12
Степень расширения диффузора $f$	1,92	1,92	1,92	1,92	1,92	1,92	1,92	1,92
Степень сужения конфузора $n$	3,1	3,1	2,1	2,1	3,1	3,1	2,1	2,1
Максимальная пропускная способность, г/с	53,2	57,7	73,8	75,9	54,3	62,9	72,9	78,4
Потери давления в эжекторе, гПа	22,9	26,7	22,5	21,4	23,6	26,7	16,6	6,75
Коэффициент вариации, %	10,39	10,31	3,87	3,07	8,57	10,31	2,31	2,61

#### Выводы

1. На пропускную способность существенное влияние оказывают все три фактора –  $\alpha_1$ ,  $\beta_2$ , и  $d_1$ .

2. При диаметре сопла  $d_1 = 18$  мм происходит снижение равномерности распределения (коэффициент вариации больше 10%) вследствие снижения скорости транспортирования по причине падения давления и волнообразного перемещения материала в трубопроводе.

3. Наибольшая пропускная способность 78,4 г/с (376 кг/га) с коэффициентом вариации 2,31 % достигается при диаметре сопла  $d_1 = 26$  мм, углах  $\alpha_1 = 15^\circ$  и  $\beta_2 = 12^\circ$ .

#### Список литературы

1. Минеев В.Г. Агрохимия. – 2-е изд., перераб и доп. – Москва: Изд-во МГУ, Изд-во «Колос», 2004. – 720 с.
2. Агрохимическая характеристика почв сельскохозяйственных земель Республики Беларусь / Под ред. И.М. Богдевича. – Минск: РУП «Институт почвоведения и агрохимии НАН Беларуси», 2006. – 288 с.
3. Курзенков С.В., Шаршуков И.А. Обоснование конструкции распределителя пневматической зерновой сеялки // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2003. – № 3 – С. 70-74.
4. Святков С.Н. Пневматический транспорт щепы. – Ленинград, 1966. – 295 с.

5. Зуев Ф.Г. Пневматическое транспортирование на зерноперерабатывающих предприятиях. – Москва: Колос, 1976. – 344 с.
6. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. – 3-е изд., доп. и испр. – Ленинград: Машиностроение, 1974. – 480 с.
7. Бутаков С.Е. Воздухопроводы и вентиляторы. – Москва, Свердловск: Главное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1958. – 352 с.
8. Дорфман А.Ш. и др. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. под общ. ред. И.Т. Швеца. – Киев: Изд-во АН УССР, 1960. – 188 с.
9. Смаглий В.И. Обоснование процесса работы и параметров эжекторных рабочих органов пневматических туковысевающих машин: дис. канд. техн. наук. – Глеваха, 1989. – 194 с.

В статті дано теоретичне обґрунтування залежності продуктивності і ККД живильника ежекторного типу від геометричних параметрів, а також експериментально встановлено вплив їх на рівномірність розподілу висівного матеріалу.

In article the theoretical substantiation of dependence of productivity and efficiency of an ejector's type feeder from geometrical parameters is given and their influence on uniformity of distribution of a sowed material is experimentally established.

Р.І. Безпалов, завідувач лабораторії

Інститут механізації тваринництва УААН, м. Запоріжжя,

В.О. Дубовик, доц., канд. техн. наук

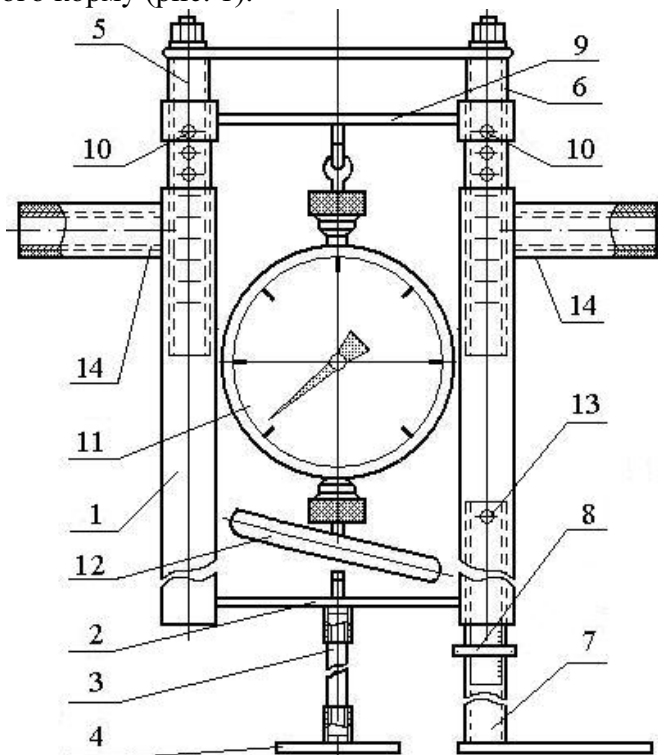
Кіровоградський національний технічний університет

## Прилад для визначення якості консервованого корму

У статті наведено результати лабораторних та порівняльних досліджень приладу для визначення якості консервованого корму.

**прилад, консервовані корми, рівняння регресії, щільність консервованого корму**

*Проблема.* В ІМТ УААН з метою вирішення проблеми визначення щільності консервованого корму при закладанні та зберіганні розроблено прилад для визначення щільності консервованого корму (рис. 1).



1 – рама; 2 – планка; 3 – штанга; 4 – п'ята; 5, 6, 7 – штоки; 8 - підпружинений засіб індикації; 9 – перекладаина; 10 – фіксатори; 11 - засіб вимірювання робочого тиску; 12 - двуплечий важель; 13 – фіксатор; 14 - ручки для транспортування

Рисунок 1 – Конструктивна схема приладу для визначення щільності консервованого корму

Прилад для визначення щільності консервованих кормів містить раму 1 у вигляді двох напрямних зварених між собою планкою 2, до якої прикріплена штанга 3 з наконечником у вигляді п'яти 4. Напрямні рами 1 забезпечені штоками 5, 6, 7. Шток 7 має підпружинений засіб індикації 8. Штоки 5 і 6 з'єднані між собою перекладаиною 9, з можливістю вертикального переміщення вздовж штоків 5, 6 та фіксації на них фіксаторами 10. До перекладаїни 9 приєднаний засіб вимірювання робочого тиску 11, об'єднаний з навантажувальним пристроєм у вигляді двоплечого важеля 12. Шток 7

фіксується за допомогою фіксатора 13. Рама 1 містить дві ручки для транспортування 14.

Прилад для визначення щільності консервованих кормів встановлюється на вирівненій поверхні закладаемого або вже закладеного корму. За допомогою фіксаторів 10 перекладає 9 фіксується на штоках 5 і 6, які пересуваються вздовж напрямних 2 рами 1. Після встановлення та вирівнювання штанги 3 з наконечником у вигляді п'яти 4 та штоку 7, підпружинений засіб індикації 8 виставляється на нульову відмітку, виймається фіксатор 13 і вивільняється шток 7.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Для встановлення щільності мілкозернистих ґрунтів, особливо глин, практикується відбір проб за допомогою ріжучих кілець. Це випробування проводиться набагато швидше ніж по методу заміщення піском.

Для динамічного зондування практичне використання одержало випробування стандартним пробовідбірником з зовнішнім діаметром 51 мм, який забивається вертикально на 30 см у ґрунт ударами вільно падаючого молота вагою 63,5 кг (635 Н) з висоти 71 см. При випробуваннях фіксують число ударів, необхідне, щоб забити пробовідбірник на задану глибину. Чим щільніше ґрунт, тим більше число ударів треба на забивку [1].

Існують конструкції визначення щільності матеріалів при відносно постійних інших параметрах, вологості фракційного складу і т.д., які ґрунтуються на вимірюванні реакції матеріалу на імпульсне прикладання навантаження падаючого вантажу [2].

На основі патентно-інформаційних досліджень принципів роботи і конструктивних рішень приладів для визначення ступеню щільності і утрамбовування різноманітних мас в ІМТ УААН розроблено прилад для експрес-аналізу визначення якості ущільнення кормів, який працює по принципу визначення величини інфільтрації повітря через шар корму, що дасть змогу проводити експрес-контроль ущільнення безпосередньо при завантаженні сховищ [3]. Але існуюча конструкція приладу не відповідає сучасним вимогам кормозаготівлі, має складну конструкцію, потребує значних матеріальних ресурсів при проведенні експрес-аналізу.

*Мета досліджень* – визначити оптимальні параметри і режими роботи приладу, а також визначити щільність консервованого корму методом вирізання «кубика» та приладом для визначення якості консервованих кормів, порівняти та визначити похибку між цими способами.

*Результати досліджень.* Визначення щільності кормового моноліту в лабораторних умовах виконувалась в імітованому траншейному сховищі наземного типу при закладанні силосу з кукурудзи молочно-воскової стиглості. Імітоване траншейне сховище дозволило закладати рослинну масу різної щільності від 500-800 кг/м<sup>3</sup>.

При проведенні лабораторних досліджень використовували методику багатофакторного експерименту з використанням оптимального плану Бокса другого порядку для трьох факторів (В<sub>3</sub>) [4, 5].

В якості змінних факторів використовували: щільність маси  $\rho$  (500-800 кг/м<sup>3</sup>, інтервал варіювання 150 кг/м<sup>3</sup>), зусилля на п'яту приладу N (15-35 кгс, інтервал варіювання 10 кгс), час витримки зусилля t (10-50 с, інтервал варіювання 20 с). Функцією відклику була висота занурення п'яти в масу h. Відтворюваність дослідів перевірялась за критерієм Кохрена.

В результаті обробки експериментальних даних отримано рівняння регресії другого порядку:

$$h = 126,2331 - 0,2144\rho + 0,0025\rho N + 0,0088Nt + 0,0001\rho^2 + 0,0129N^2 - 0,0040t^2 - 0,0001\rho Nt,$$

де h - висота занурення п'яти в масу, мм;

$\rho$  - щільність маси, кг/м<sup>3</sup>;

N- зусилля на п'яту, кгс;

t- час витримки, с.

Дисперсія неадекватності рівняння регресії становить  $SS_{if} = 0,7327$ , а помилки дослідів -  $SS_y = 0,5562$ , критерій Фішера  $F(f_{if}=3, f_y=28) = 1,3174$ . Модель адекватна, бо  $P=0,2884 > P\{F_{v_1, v_2}\} = 0,05$ , множинний коефіцієнт регресії  $R_{y,r} = 0,9982$ . На 95% рівні довірчої ймовірності дисперсії однорідні - критерій Кохрена становить  $G=0,1284 < G_{0,05}(2,14) = 0,3539$ .

Аналіз рівняння регресії другого порядку дозволив встановити оптимальні значення параметрів приладу: зусилля на п'яту – 15 кгс (150 Н), час витримки – 30 с.

Порівняльні дослідження приладу з традиційним методом вирізання кубика з силосу проводилися в траншейному сховищі дослідного господарства “Світанок” ІМТ УААН.

Методика проведення вимірів містить безпосередні виміри за допомогою приладу і наступний контроль якості за загальноприйнятою методикою вирізання "кубика" ущільненого матеріалу розміром 20x20x20 см з наступним зважуванням вирізаного корму на вагах і визначенням щільності за відомою формулою  $\rho = m/V$ , де  $\rho$  - щільність маси, кг/м<sup>3</sup>; m - маса кубика, кг; V - об'єм кубика, м<sup>3</sup>.

Результати порівняльних досліджень наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати замірів щільності приладом і методом вирізання кубика

№ п.п	Визначена щільність маси, кг/м <sup>3</sup>		Похибка [( $\rho_{п}$ - $\rho_{в}$ )/ $\rho_{п}$ )]×100, %
	приладом $\rho_{п}$	вирізуванням $\rho_{в}$	
1	300,4	274,6	8,6
2	312,5	297,2	4,9
3	325,8	349,9	7,4
4	375,0	348,8	7,0
5	468,8	453,8	3,2
6	438,0	458,6	4,7
7	400,4	382,0	4,6
8	320,9	331,2	3,2
9	310,5	329,1	6,0
10	315,3	332,3	5,4

Аналіз таблиці 1 показав, що дані, отримані двома методами при проведенні порівняльних досліджень, відрізнялися незначно - 8-10 %.

*Висновки.* За результатами лабораторних та порівняльних досліджень встановлено оптимальні значення конструктивно-технологічних параметрів і режимів роботи приладу: зусилля на п'яту – 15 кгс (150 Н); час витримки – 30 с.

Дані, отримані двома методами при проведенні порівняльних досліджень визначення якості консервованих кормів - традиційним методом і за допомогою приладу, показали, що відносна похибка становить 8-13 %.

### Список літератури

1. Цитович И.А. Механика грунтов.- М.: 1979.- 272 с.
2. Форсблад Л. Вибрационное уплотнение грунтов.- М.: Транспорт, 1987.- 250 с.
3. Розробка ефективних технологічних процесів заготівлі і зберігання кормів з контролем параметрів якості: Звіт про НДР (заключний) / ІМТ УААН.- № ДР 0197U001011; Інв. № 0201U003302.- Запоріжжя, 2000.- 24 с.
4. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин.- 2-е изд., перераб. и доп.- Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1980.- 168 с.
5. Митков А.Я., Кардашевский С.В. Статистические методы в сельхозмашиностроении. - М.: Машиностроение, 1978. - 390 с.

В статье приведены результаты лабораторных и сравнительных исследований прибора для определения качества консервированного корма.

In the article the results of laboratory and comparative researches of device are resulted for determination of quality of canned forage.

## Оперативна техніко-економічна оцінка рішення технолога-проектанта в САПР регламентів технологічних процесів

В статті викладено нову ідеологію побудови діалогових САПР РТП, яка базується на біжучій-техніко-економічній оцінці рішень на різних етапах проектування, в момент їх прийняття.  
діалог, регламент технологічного процесу, РТП, оперативна, техніко-економічна оцінка, інформація

**Вступ.** Оптимізація регламенту технологічного процесу (РТП) можлива лише на шляху математичного моделювання техніко-економічних показників операцій та переходів, незалежно від системи САПР чи САМ, в якій РТП проектується. Однією із задач оптимізації є вибір структури РТП, яка забезпечує мінімальну технологічну собівартість виготовлення деталі у даний час і на даному підприємстві. Мінімізацію затрат на виробництво очевидно слід чекати у самому виробництві. Але закладається вона на етапі проектуванні РТП і визначається обгрунтованістю методик оцінки прийнятих технологом рішень. Останні мають базуватись на фундаменті методики технічного нормування та технологічних нормативів режимів різання і допоміжного часу.

Як відомо [1-3], технологічну собівартість деталі ( $V_{tex\_det}$ ) при її оцінці за нормативним (машино-коефіцієнтів) методом<sup>1</sup> визначають за виразом:

$$V_{tex\_de} = V_{zag} + V_{obr\_zag} \text{ грн.}, \quad (1)$$

де  $V_{zag}$  – вартість заготовки, грн.;

$V_{obr\_zag}$  - вартість обробки заготовки на металорізальних верстатах, грн.

$$\text{У свою чергу} \quad V_{obr\_zag} = \sum_{i=1}^n V_{odChasu}_i * T_i \text{ грн.}, \quad (2)$$

де  $n$  - кількість операцій в технологічному процесі;

$V_{od\_chasu}$  – вартість одиниці часу (як правило, хвилини) експлуатації верстата на  $i$ -тій технологічній операції, грн/хв.;

$T_i$  – нормативний час, тобто час, що нормується на виконання технологічної операції. У залежності від виду виробництва та відповідного методу нормування останній називають по різному. Так, у одиничному чи дрібносерійному виробництвах  $T_i$  - це технічна норма часу, серійному - штучно-калькуляційний  $T_{sht.k_i}$ , в масовому – штучний  $T_{sht}$ , а у деяких розрахунках, доцільно скористатись поняттям цикловий час  $T_{cycle}$ . Такі різновиди часу, які використовуються при оцінках технологічної собівартості операції (ТСО) на основі технологічної собівартості переходу (ТСП), обумовлені тим, що подальші розрахунки собівартості обробки заготовки, цехової чи заводської вартостей, значною мірою є похідними від суто технологічних витрат. Різного роду емпіричні коефіцієнти, що значною

<sup>1</sup> Вартість одиниці часу експлуатації верстата є основою нормативного методу оцінки технологічної собівартості, очевидно, єдино можлива методика економічної оцінки технологічних рішень у процесі проектування РТП в САПР.

мірою враховують організаційний фактор і використовуються при розрахунках цехової, заводської і навіть технологічної вартостей, нівелюють, приховують вирішальний вплив, значення і вагу технологічного фактора у собівартості деталі та ускладнюють об'єктивне порівняння конкуруючих варіантів РТП.

Вартість одиниці часу експлуатації верстата на  $i$ -тій технологічній операції, при визначенні технологічної собівартості виготовлення деталі, прийнято [1-3], визначати як суму витрат на:

$$VodChasu = Vutp + Vpos\_r + Venerg + Vamor + Vrem + Vbuv + Vpris + Vins\_r + Vins\_k, \text{ грн/хв,} \quad (3)$$

де  $Vutr$  – утримання приміщення;

$Vpos\_r$  – оплату послуг робітника, власне зарплата основного та допоміжного робітників з урахуванням пакету соціальних доплат;

$Venerg$  – електроенергію;

$Vamor$  – амортизацію верстата;

$Vrem$  – на біжучий ремонт верстата;

$Vbuv$  – біжуче утримання верстата: підналадку, допоміжні матеріали, масло тощо;

$Vpris$  – пристосування;

$Vr\_ins$  – експлуатацію ріжучого та  $Vk\_ins$  – контрольного інструментів.

Ще раз підкреслимо, що витрати по статтям правої частини виразу (3) є витратами, приведеними до однієї хвилини часу. Але методика визначення вартості цієї хвилини досить різна. Так при виконанні розрахунків приведенного значення витрат на утримання приміщення використовується річний фонд часу, пристосування - добуток річної (можливо піврічної, двох- трьохрічної у залежності від техніко-економічної політики підприємства програми випуску деталі на суму нормативного часу по всім детале-операціям, на яких використовується дане пристосування з урахуванням необхідної кількості останніх, ріжучий інструмент - час ресурсу - повний час роботоздатності ріжучого інструменту з урахуванням переточок та доходу від залишку (металобрухту). Незважаючи на те, що після видання довідників [1-3] в економіці країни відбулися величезні зміни, які суттєво вплинули на вартість праці робітника, вартість електроенергії та інших складових технологічної собівартості виготовлення деталі, сам принцип її нормативної оцінки значущості не втратив. Зауважимо, що при порівнянні конкуруючих технологічних процесів, які реалізуються на металорізальних верстатах одної групи, близьких габаритів, ремонтної складності та вартості, допустиме [3] порівняння тільки по тим складовим, які змінюються при переході від однієї структури РТП до іншої. Значна частина таких розрахунків може і має виконуватись у момент прийняття технологічного рішення: виборі верстата чи пристосування, призначенні ріжучого інструменту чи змісту переходу, режиму різання тощо, безпосередньо після установаження необхідних для таких розрахунків параметрів. Такий підхід до побудови алгоритму моделювання РТП, поперше, відкриває можливість скорочення часу на його проектування в результаті раннього прогнозування технологічної собівартості та виключення неефективних, тупикових, з точки зору технологічної собівартості, технологічних рішень, а по-друге, дає можливість обгрунтованого вибору кращого серед конкуруючих варіантів. Виключення тупикових технологічних варіантів робиться і в даний час технологом чи можливо керівником групи або технологічного бюро. Прийнято говорити, що такі рішення визначаються кваліфікацією того, хто їх приймає. Але насправді тут діє інтуїція, яка базується на м и н у л о м у досвіді. Таке рішення, як правило, не підкріплюється надійним цифровим матеріалом, добутиим в результаті розрахунків та моделювання ситуацій. Очевидно, що до таких рішень слід відноситись критично і вважати їх вимушеними в силу відсутності відповідного програмного продукту. Пропонуємий підхід дає можливість обгрунтовано обстоювати, на перший погляд, тупикові варіанти, або обгрунтовано їх відкидати. Проте відповідна вищевикладеному опера-

тивна аналітична оцінка технологічного рішення за виразами (1-3) неможлива через їх надто велику узагальненість. До того ж традиційний підхід не враховує динаміку прийняття рішень при діалоговому методі проектування РТП та можливості сучасних подійних методик програмування. Крім того, за традицією, спочатку виконується технологічне проектування, а потім його трудове нормування, яке власне і відкриває можливість проведення ТЕО прийнятого варіанту РТП. Часто-густо на підприємствах технологічне проектування та трудове нормування виконується, різними підрозділами, що приводить до затримок у часі і суттєво ускладнює і навіть робить неможливим варіантне проектування.

**Метою даної статті** є обґрунтування методики та алгоритму, які б дозволили оперативну техніко-економічну оцінку (ТЕО) технологічного рішення в момент його прийняття при діалоговому проектуванні РТП в САПР. Назвемо її методом аналітичного проектування (МАП) РТП.

**Основна частина.** МАП базується на тому, що досить помітну, нерідко левову, частину величини тої чи іншої складової витрат згідно виразу (3), а точніше їх часткових біжучих значень на той чи інший момент проектування, ми можемо розрахувати в момент прийняття технологічного рішення. Для підвищення оперативності та гнучкості МАП пропонується використати дві важливі особливості організації сучасних мов програмування та середовищ, що їх оточують, а саме, їх здатність реагувати на події та можливість виконання обчислення відразу по виникненню тих чи інших технологічних подій у паралельних потоках. Такі проектні технологічні події можуть бути створенні користувачем програмного продукту через механізм вводу/виводу або програмно. Умовимось за проектну подію при діалоговому проектуванні, вважати момент прийняття технологом того чи іншого рішення, щодо визначення будь-якого з атрибутів проектуемого РТП: виборі номера цеху, типу заготовки, верстату, інструменту, типу переходу, елементу режиму обробки тощо. Таке рішення фіксується натиском клавіші Enter (клавішна подія), наприклад, при виборі із списку. При виникненні тої чи іншої події автоматично стартують відповідні процедури обчислення економічної оцінки прийнятого технологом рішення. На кожному черговому етапі проектування такі оцінки майже завжди будуть неповними, частковими, обрахованими по тим даним, які зформовані програмним середовищем на даний момент. Проте отримані результати можуть бути належним чином використані для прогнозних технологічних рішень.

Схематична послідовність виникнення подій прийняття технологічних рішень при діалоговому проектуванні РТП у загальному виді показано на рис.1. З метою побудови відповідного алгоритму запишемо вираз (3) у дещо іншій формі, розділивши його складові відповідно схемі прийняття рішення у циклі проектування на три групи статей витрат:

$$V_{obr\_zag} = V_1^i + V_2^i + V_3^i, \text{ грн.} \quad (4)$$

До першої групи витрат  $V_1^i$  віднесемо ті з них, які пов'язані з вибором цеху, де буде виконуватись  $i$ -та технологічна операція. Склад другої групи визначається згідно виразу (5):

$$V_2^i = V_{pos\_r}^i + V_{energ}^i + V_{amor}^i + V_{rem}^i + V_{buv}^i + V_{prus}^i, \text{ грн.} \quad (5)$$

Значення змінних у виразі (5) розшифровані у пояснювальному тексті до виразу (3).

Значення вартості  $V_1^i$  однієї хвилини експлуатації площі цеху, відведеної для розміщення верстату, призначений для виконання  $i$ -тої операції обчислюється за виразом

$$V_1^i = V_{1xv1kv.m}^i * S, \quad (6)$$

в якому  $S$  - виробнича площа, що нормується для конкретної моделі верстата, а  $V_{1xv1kv.m}^i$  вартість експлуатації одного квадратного метра площі вибраного цеху на протязі однієї хвилини, яка може і повинна визначатись при виникненні події №1.

Розрахунки величин  $V_1^i$  та  $V_2^i$  мають виконуватись коли настає подія №2. Але передумовою цього розрахунку є розрахунок вартості експлуатації  $V_{1xv1kv.m}^i$  для цеху відповідної категорії: холодної обробки (заготівельний, механічний, механоскладальний), гарячої обробки (ковальський, ливарний), гальванічний тощо. Цей розрахунок, як і розрахунок вартості однієї хвилини послуг робітника першого розряду з урахуванням соціального пакету, виконується при виникненні події №1 “вибір цеху”. Отже подія “вибір цеху” запускає модуль, що складається з двох процедур: процедури визначення витрат на утримання на протязі однієї хвилини одного квадратного метра площі цеху  $V_{1xv1kv.m}^i$ , яка може бути обчислена за спеціальним алгоритмом або вибрана з бази даних та процедура визначення витрат  $V_{zarp}^{1xv1p}$  на заробітну плату робітника першого розряду певної категорії цеху на протязі однієї хвилини з відповідним урахуванням соціального пакету. При виникненні події №1 обчислюються не абсолютні, а відносні значення: вартість послуг робітника першого розряду та утримання одного квадратного метра площі цеху відповідної категорії на протязі однієї хвилини часу.



Рисунок 1 – Схематична послідовність виникнення клавішних подій при діалоговому проектуванні РТП

Як видно з виразу (5), до другої групи витрат віднесено розрахунки, пов'язані з прийняттям рішення щодо змісту та назви операції та з вибором моделі верстата (подія №2) та вибором оснащення (подія № 3). Виникнення цих подій відкриває можливість в подальшому виконання розрахунків біжучих значень  $V_1^i$  та  $V_2^i$  як по  $i$ - тій операції в цілому, так і по її кожному  $j$ -тому переходу, приведених до однієї хвилини (нормативного чи основного часу відповідно).

Аналогічним чином але за окремим алгоритмом, при виникненні події №3 “вибір оснащення”, визначається приведена до однієї хвилини величина  $V_{osn}^{1xv}$  витрат на розробку, проектування, виготовлення, експлуатацію чи закупку оснащення. Оскільки верстат вибрано (вибір верстата визначається змістом технологічної операції і, як правило, використання певного верстата пояснюється нерідко просто його наявністю в цеху), то має бути визначено і зміст технологічної операції.

Останнє пов'язано з рішенням питання щодо базування та закріплення деталі під час її обробки, а відтак і щодо конструкції пристрою для її кріплення, типу приводу пристосу-

вання, його маси тощо. Це створює передумови для визначення вартості однієї хвилини експлуатації такого пристосування, отже при виникненні події №3 мають стартувати відповідні процедури чи модулі.

Виникнення події №4 “вибір змісту переходу” тісно пов’язано з настанням події №5 “вибір інструменту”. Зауважимо, що по суті вибір ріжучого інструменту, його геометрії та конструкції є похідним від комплекту поверхонь, який він має обробити. З настанням події №4 послідовно мають стартувати процедури: (1) установлення геометричних параметрів обробки поверхні (це може бути як діалоговий інтерактивний режим так і режим автоматичного зчитування), (2) процедури чи модулі визначення режимів різання, (3) основного часу, (4) визначення відносних величини вартості однієї хвилини експлуатації ріжучого та контрольного інструментів, та зрештою (5) визначення технологічної собівартості переходу  $V_{per}^j$ , як складової технологічної собівартості операції, пропорційно основному часу та розряду роботи. Зауважимо, що вартість  $V_{per}^j$ , визначена за такою методикою, враховує всі складові, приведені у виразі (3), але виконуються вони у іншій послідовності за оригінальним алгоритмом, який враховує послідовність виникнення проектних подій в процесі проектування.

При проектуванні переходу, коли буде визначено основний час його виконання чи на етапі проектування операції, коли буде визначено нормативний час на операцію, мають відпрацювати відповідні подійні процедури, які визначають технологічну собівартість та долю всіх її складових на кожний перехід та операцію. Отже як тільки вибирається модель верстату, інструменту чи зміст певного типового технологічного переходу і визначаються необхідні для розрахунків атрибути цих чинників, мають бути створені програмні події, які стартують відповідні процедури обчислень. Такі обчислення виконуються у одних подіях із значенням нормативного часу рівного  $T_{shk,k}$  (аналіз щодо операції), а в інших -  $T_{osn_i}$  (аналіз щодо переходу). Як наслідок в процесі проектування завжди будемо мати поле часткових біжучих рішень, притаманних даному етапу проектування по всім технологічним операціям та переходам та можливість прогнозування величини технологічної собівартості РТП, яка буде наближатись до повної в міру проходження по всім етапам проектування РТП. Значення величин витрат  $V_1^i$ ,  $V_2^i$  та  $V_3^i$  зберігаються для використання при подальшому проектуванні переходів в межах кожної наступної операції даного РТП.

Отже величини складових витрат, із числа приведених у виразі (3), як за час виконання переходу так і за час виконання операції необхідно обчислювати відразу і невідкладно на тому етапі проектування на якому техніко-економічні дані, згідно виразу (5), стануть відомими середовищу. Це відкриває перспективу створення бази для економічно обґрунтованого прийняття технологічного рішення та порівняння варіантів по кожній окремій деталі-операції, відкриває можливість аналізу питомої ваги кожної із складових собівартості і вироблення відповідних обґрунтованих рекомендацій по зниженню технологічної собівартості шляхом варіантного проектування РТП. Запропонований підхід споріднює статті згаданих витрат з моментами появи можливості їх обчислення згідно з ієрархією подій, які мають місце при діалоговому проектуванні РТП. Загальний алгоритм пропонованої методики приведено на рис. 2. Для того щоб технолог на будь-якому етапі проектування РТП мав ТЕО свого рішення в розрізі етапу проектування, переходу, щодо вибраного інструменту, режиму чи структури технологічної операції у цілому і при необхідності мав можливість отримати друкований звіт по всім статтям витрат по кожному з елементів ТЕО.

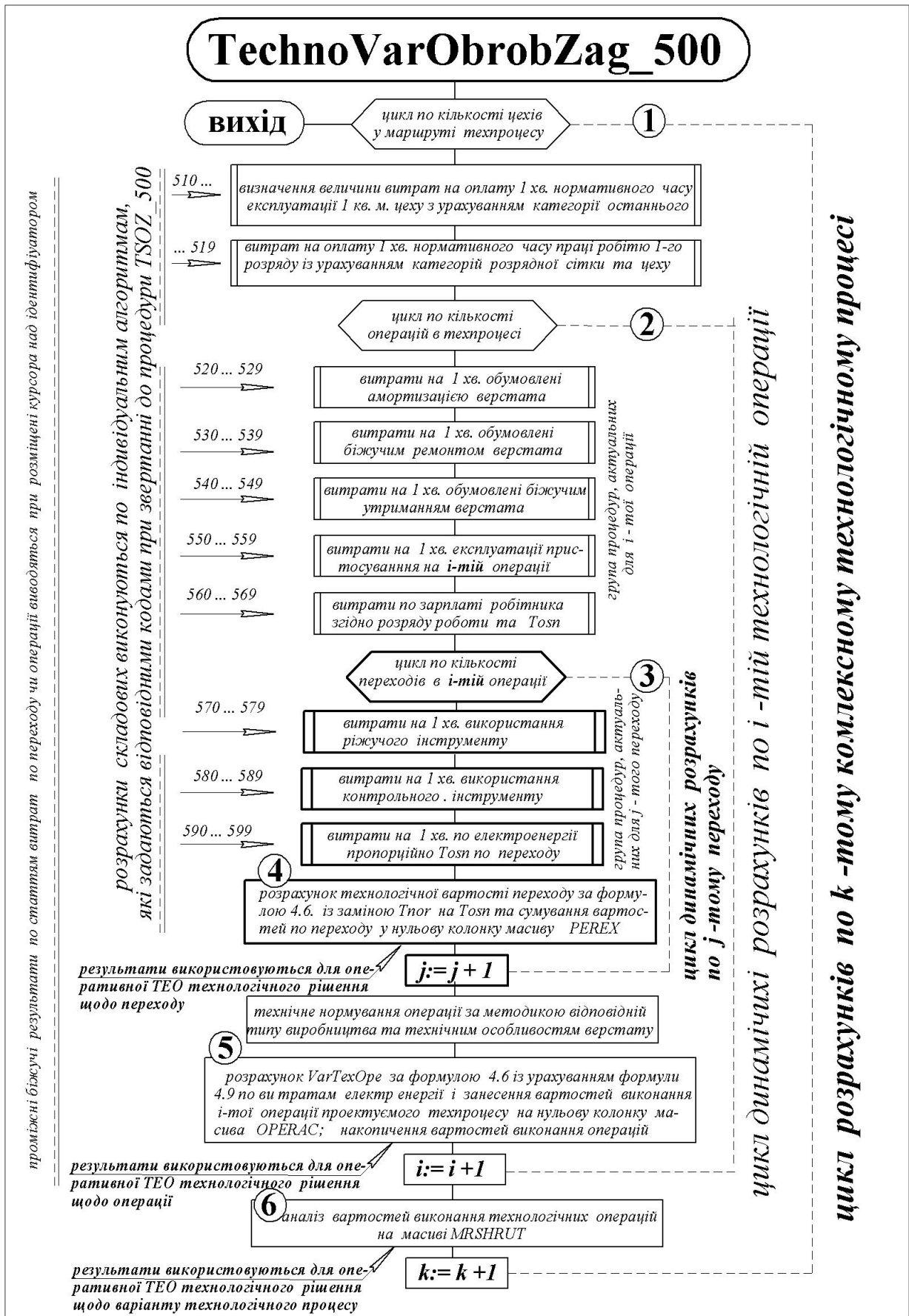


Рисунок 2 - Блок-схема алгоритма проектування РТП згідно пропонуємої методики

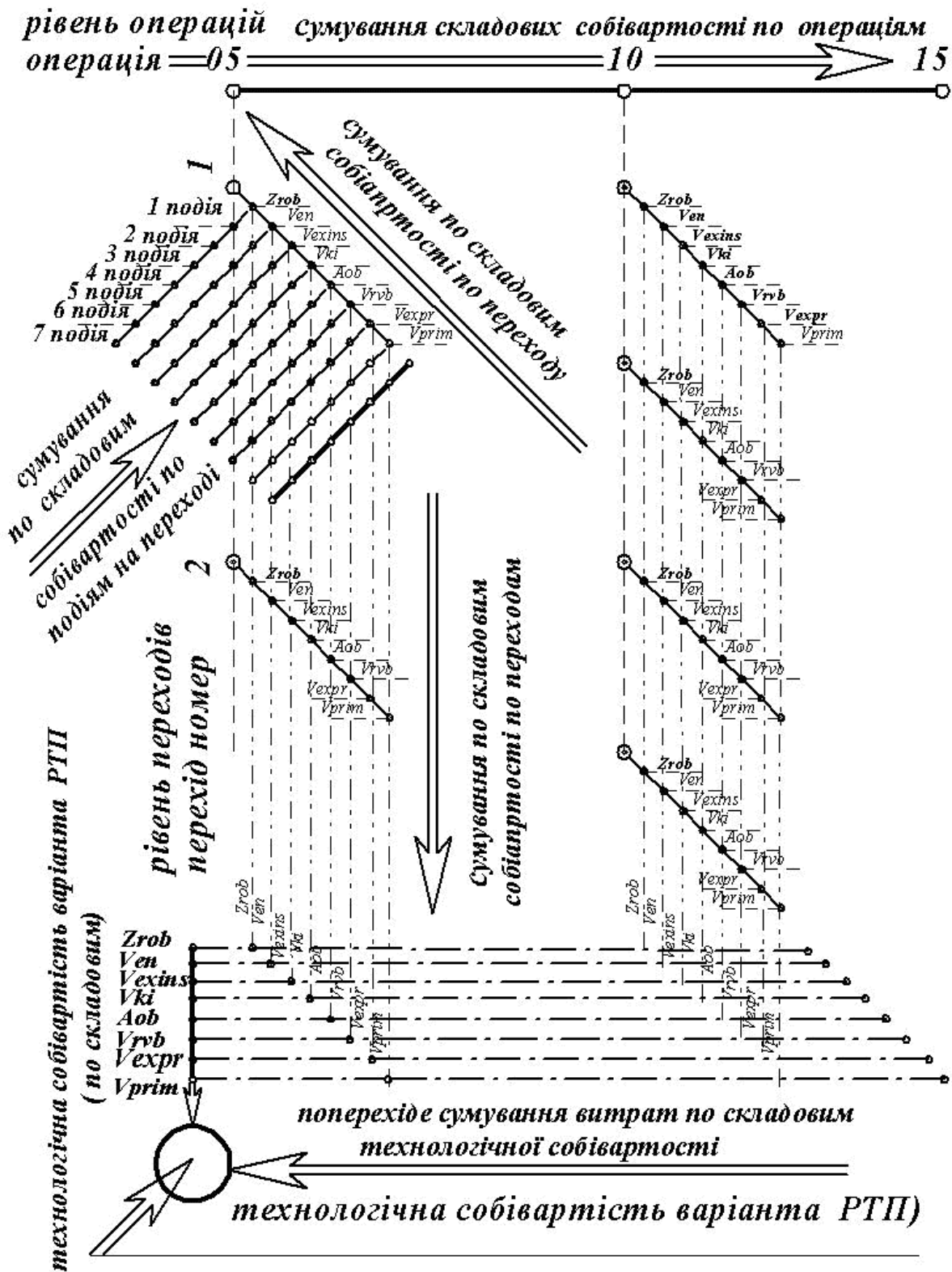
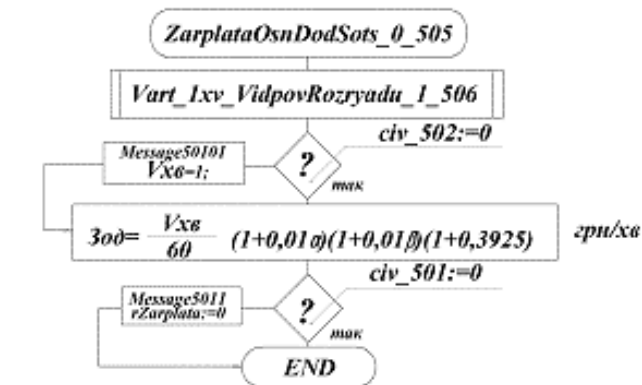


Рисунок 3 - Схема підготовки даних для оперативної ТЕО в процесі проектування РТП

Такий звіт, по суті, є протоколом (деревом) проектування з усіма деталями оцінки технологічних рішень у моменти їх прийняття на кожному з його етапів. Крім того, біжучі дані накопичені у чотирьохвимірному динамічному масиві використовуються у подальшому прогнозуванні технологічної собівартості деталі, що дає можливість обґрунтовано від-

кидати нежиттєздатні варіанти структури РТП на ранніх проміжних етапах його проектування. Схема організації такого масиву показана на рис. 3. Як можна зрозуміти з рисунка, представлена схема його організації, відповідає РТП у якому дві операції виготовлення деталі на металорізальному верстаті, у якому у першій операції два переходи (наприклад, чистова підрізка торця та зняття фаски), а у другій чотири (наприклад, зацентровка, свердлування, розсвердлювання та проточка зовнішньої поверхні).

*Розрахунок зарплатної плати (основної та додаткової) приведеної до однієї хвилини експлуатації*



*Vx6 - вартість однієї хвилини відповідно розряду;  
a, b - процент додаткової зарплатної плати за відроблений та невідроблений час;  
Kдп - кількість робочих днів в середньому в місяці;  
Змін - мінімальна зарплатна плата, грн;  
Kr - коефіцієнт тарифних ставок;*



Рисунок 4 - Варіант алгоритми розрахунку витрат на оплату праці верстатника та розрахунку вартості однієї хвилини праці відповідно розряду роботи

Кількість елементів на цьому рівні дорівнює кількості чинників (на разі їх дев'ять). Отже значення кожного елементу четвертого виміру показує абсолютну величину кожного з дев'яти елементів технологічної собівартості на момент виникнення тої чи іншої події. На кінець, сумуванням по горизонтальній лінійці на вертикальну лінійку ми отримаємо абсолютні значення витрат по кожній із статей по всім операціям, а сумування по вертикалі дає значення технологічної собівартості обробки заготовки. Таке ж саме значення ми маємо отримати, якщо просумувати по горизонталі величини записані у комірки самої верхньої чи самої нижньої горизонтальних лінійок, де занесені значення собівартості кожної з операцій. Для цього кожній з комірок, показаній кружечком на горизонтальних полосах нижньої лінійки (рис. 3), поставимо у відповідність динамічний масив значень певної складової собівартості, яка відповідає схематичній послідовності виникнення клавішних подій при діалоговому проектуванні РТП, приведений на рис.1.

Далі, для прикладу, розглянемо алгоритми розрахунку по деяким основним складовим виразу (3).

На рис. 4. приведено один з варіантів алгоритму розрахунку оплати послуг робітника. Як відомо верстатник отримує зарплатну платню за відпрацьований час у відповідності до

Перший вимір масиву зв'яжемо з порядковим номером операції, другий – з порядковим номером переходу в операції, третій – із статтями витрат, які згідно з пропоною методикою, мають визначатись на певний момент з урахуванням значень всіх чинників, що впливають на технологічну собівартість пропорційно основному часу переходу. Четвертий вимір дозволяє фіксувати зміну того чи іншого чинника на кожному з етапів проектування.

Іншими словами, кожний з кружочків, розміщених на лініях рис. 3, ідентифікує собою певну комірку, у яку записана повна величина витрат на даному переході на певну подію. Додатково, до кожної такої комірки прив'язано динамічний масив чисел, елементи якого відображають історію їх зміни у процесі проходження етапів проектування. Підсумовуючи по вертикалі (по переходам) ми отримуємо проміжну технологічну собівартість, пропорційну сумі основних часів по переходам.

складності роботи, яка визначається розрядом роботи з урахуванням різного роду доплат, що визначаються пропорційно першим двом факторам. Цей алгоритм базується на попередньому алгоритмі оцінки вартості роботи однієї хвилини робітника першого розряду з урахуванням соціального пакету та діючої на підприємстві тарифної сітки. Остання є похідною від мінімальної заробітної плати, яка установлюється Урядом України.

Нижче розглядається оригінальний варіант алгоритму оцінки реальних витрат на електроенергію за час виконання технологічної операції та переходу, який передбачає динамічну методику оцінки витрат. На етапі проектування  $j$  – того переходу  $i$  – тої технологічної операції РТП орієнтуючись на геометрію оброблюваної поверхні, матеріал деталі та інші фактори, визначається зміст переходу, вибирається ріжучий інструмент та призначаються режими різання. Далі необхідно вирахувати ефективну потужність різання, яка є вирішальною з точки зору затрат енергії.

Пропонується [1, стр. 53] величину витрат на оплату електроенергії розраховувати пропорційно ефективній потужності різання та нормативному часу за виразом (6):

$$ZaEnOp = \frac{Nd * T_i * Kzp * Kod * Kbm}{\eta} * VkVg, \text{ грн}, \quad (6)$$

де  $Nd$  – сумарна потужність двигунів, що встановлені на верстаті, кВт;

$T_i$  – нормативний час на виконання технологічної операції, хв;

$VkVg$  – вартість однієї кіловат-години електроенергії грн.\*кВт, а далі іде ряд коефіцієнтів:

$Kzp$  – завантаження двигунів на робочому ходу на даному переході та  $Kod$  одночасності роботи двигунів;

$Kbm$  – втрат енергії у мережі підприємства;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії електродвигунів верстата.

Очевидно, що такий вираз може бути корисним при обрахуванні загальної кількості витрат на електроенергію по дільниці цеху чи по цеху у цілому. Але для порівняння конкуруючих варіантів технологічних рішень він не придатний.

Так, за виразом (6) пропонується визначати витрати на електроенергію через добуток сумарної потужності  $Nd$  встановлених на верстаті двигунів на середні значення коефіцієнтів завантаження по потужності та коефіцієнта, що враховує одночасність роботи двигунів з урахуванням втрат у електричній мережі. Дійсно значна кількість верстатів має постійно встановлених два, а нерідко три і більше двигунів. Так широковідомий токарний верстат 1К62 має три двигуни: головного приводу (10кВт), приводу насоса (0.125 кВт), який включається на час використання мастильно-охолоджувальної рідини (МОР), та двигун швидких переміщень супортів – 1.0 кВт. Але двигун головного приводу має різні значення коефіцієнту завантаження по потужності на різних робочих переходах і суттєво різні на робочому і холостому переходах, в той час як двигуни приводу насоса МОР та двигун прискореного руху супорту (ДПРС) мають незмінні і досить високі коефіцієнти завантаження на протязі часу їх роботи, що пояснюється їх чітким функціональним призначенням. Однак, під час виконання операції двигун насосу подачі МОР може бути або включеним постійно, або тільки на певний час, або виключеним взагалі, а двигун прискорених рухів включається періодично, в залежності від змісту операції. Наприклад, при виконанні переходів із задньої бабки ДПРС, як правило, не працює. До того ж потужність кожного із двох останніх двигунів на порядок менша потужності двигуна головного приводу. Тому результат визначення фактичних затрат на електроенергію при порівнянні варіантів технологічних процесів РТП шляхом осереднених коефіцієнтів завантаження по потужності та одночасності роботи встановлених на верстаті досить різнопотужних двигунів надто проблематичні. Справа суттєво поліпшується на краше, якщо враховувати ви-

трати електроенергії на технологічну операцію не по осередненим показникам, а як суму витрат за фактично відпрацьований, кожним з  $n$  двигунів, що задіяні під час її виконання, за виразом:

$$ZaEnOp = \sum_{n=1}^m ZaEn_n, \text{ грн}, \quad (7)$$

де  $m$  – кількість установлених на верстаті двигунів; для прикладу:  $n=1$  – головного приводу,  $n=2$  – насосу МОР, та  $n=3$  – прискорених рухів чи приводу розподільчого валу (наприклад, для моделі верстата 1Б140) тощо.

Виходячи з вищевикладеного, затрати на електроенергію по двигуну головного приводу природньо визначати через суму добутоків основного часу виконання  $j$ -того робочого переходу на ефективну потужність різання на цьому переході по всім  $i$  переходам, складеною з добутком потужності енергії, яку відбирає з мережі двигун головного приводу на холостому ходу під час виконання допоміжних операцій, за виразом (8)

$$ZaEn_1 = \frac{[Nd_1 * K_{xx}(T_i - \sum_{j=1}^i Tosn_j) + \sum_{j=1}^i (Nd_1 * K_{zp_j} * Tosn_j)] * K_{bm}}{\eta_1}, \text{ грн}, \quad (8)$$

де  $j$  – біжучий номер переходу, а  $i$  – їх кількість у технологічній операції.

Величини коефіцієнту завантаження по потужності  $K_{pt_j}$  для двигуна головного приводу по  $j$ -тому переході технологічної операції визначається згідно виразу

$$K_{zp_j} = NefR_j / (Nd), \quad (9)$$

де  $NefR$  – ефективна потужність різання на  $j$ -тому переході, яка визначається за відомими в теорії різання виразами, в залежності від типу інструменту, режиму різання, механічних властивостей матеріалу та інших факторів.

Витрати на електроенергію по двигуну насоса МОР природньо визначати за виразом

$$ZaEn_2 = \frac{Nd_2 * K_{zp_2} * K_{bm} * K_{MOP} * T}{\eta_2} Vkvch, \text{ грн}, \quad (10)$$

де  $K_{MOR}$  – коефіцієнт, що визначає частку нормативного часу, на протязі якого двигун насосу працює, по відношенню до всього нормативного часу виконання операції  $T_i$ ; якщо двигун насосу не виключається на протязі операції чи переходу, то  $K_{MOR}=1$ , а якщо проектується робота без МОР то  $K_{MOR}=0$ .

Витрати на електроенергію по іншим двигунам повині визначатись за аналогічними виразами у відповідності до часу їх роботи. Так по третьому двигуну (для верстатів моделей 1К62, 1Д63, 1Д65 і інших подібних, що мають ДПРС вони мають визначатись за виразом

$$ZaEn_3 = Nd_3 * K_{zp_3} * K_{bm} * T * K_{pp} * tVper * Vkvch / \eta_3, \text{ грн}. \quad (11)$$

В останній формулі  $K_{pp}$  – кількість прискорених переміщень супортів визначається згідно структури технологічної операції (на кожний перехід, що виконується супортами верстата по два рухи: підвід та відвід інструменту);  $tVper$  – час виконання одного переміщення, який згідно експериментальних даних в орієнтовно дорівнює 0.02-0.06 хв.

Як видно, у виразах 8 - 11 коефіцієнт одночасності  $Kod$  завантаження двигунів зникає. Значення коефіцієнтів  $K_{um}$  та  $\lambda$  можна знайти в [1], а  $K_{xx}$  у паспортних даних верстатів, або вирахувати, опираючись на дані, що наводяться у довідниках по їх проектуванню та експлуатації. Зрештою, не виключено, що ті чи інші із згаданих коефіцієнтів мо-

жуть бути прийняті на основі власних корпоративних документів, норм, стандартів галузі чи підприємства.

Розглянемо **варіант алгоритму оцінки вкладу вартості експлуатації інструменту у технологічну собівартість деталі**. Його можна визначити як добуток основного часу ( $T_{osn}$ ) на вартість ( $V_{1xv}$ ) одиниці часу експлуатації інструменту.

$$V_{exins} = T_{osn} * V_{1xv} \text{ грн}, \quad (12)$$

$$\text{де } V_{1xv} = \left\{ \frac{(V_p - V_{za}) + V_{prt} * K_{pt}}{T_{stiy} * (K_{pt} + 1) * K_{zs}} \right\} * K_{vy} \text{ грн/хв}, \quad (13)$$

Чисельник формули (13) представляє всі витрати на інструмент за час його експлуатації. Ці витрати можуть бути визначені як вартість інструменту згідно прайсу ( $V_p$ , грн) з відрахуванням його залишкової вартості ( $V_{za}$ , грн), що складена з добутком вартості однієї переточки ( $V_{prt}$ , грн) на їх кількість ( $K_{pt}$ ). Зміст знаменника – це ресурс роботи інструменту в одиницях часу, який прийнято визначати у хвилинах, оскільки основний час виконання переходу при технологічному нормуванні прийнято визначати у хвилинах. Як видно, значення ресурсу роботи інструменту можна установити як добуток періоду стійкості інструменту ( $T_{stiy}$ , хв) на кількість переточок плюс одиниця (початкова заточка) з урахуванням (спеціальним коефіцієнтом  $K_{zs}$  [5]) поступового зниження стійкості інструмента в міру збільшення числа переточок. Відношення чисельника до знаменника помножується на коефіцієнт  $K_{vy}$ . Останній враховує організаційні моменти виробництва, пов'язані із закупкою, збереженням, обліком, складуванням, випадковими поломками та втратами інструменту. Модуль вартості базується на пакеті базових процедур технолога [4], використовує коди ОКП для інструментів і передбачає генерацію ситуаційних повідомлень, які є реакцією процедур на певні нетипові ситуації чи на некоректне звертання до них. Прикладом такого некоректного звертання може бути помилкове задання коду інструменту, якого немає в базі даних. Зважаючи на те, що основна трудомісткість розробки програмного продукту припадає на його відладку, алгоритмом передбачено автоматичне корегування невірно заданого значення того чи іншого параметра на його типові значення з генерацією відповідного ситуаційного повідомлення процедури (СПП)[4]. Такий підхід суттєво спрощує відладку, а в процесі експлуатації за технологом залишається право прийняти автоматичне корегування чи скорегувати відповідним чином невірні вихідні дані і повторити розрахунок. Коефіцієнти, які приведені у формулі (13) вибираються для кожного виду інструменту (згідно коду ОКП – общесоюзный код продукции) конкретного інструменту з бази даних (чи мікробазу у навчальних технологічних проектах) у залежності від типу та конструкції різального інструменту. Аналогічним чином побудовані алгоритми, так звані, функціональних [4] процедур оцінки вартості однієї хвилини експлуатації різців, розверток, зенкерів, фрез, протяжок тощо.

Варіант алгоритму оцінки вкладу амортизації обладнання у вартість виконання технологічної операції чи переходу може визначатись згідно виразу (14)

$$V_{amor} = \frac{V_{bal} * N_{am} * \left\langle \frac{T_i}{T_{osn}} \right\rangle}{F_{rob} * 60 * 100 * \eta_{zv}}, \quad (14)$$

де  $V_{amor}$  - доля амортизації обладнання, яка приходить на одну хвилину робочого часу;

$V_{bal}$  - балансова вартість обладнання, грн.;

$N_{am}$  - річна норма амортизації;

$T$  - нормативний час на виконання технологічної операції чи переходу  $T_{osh}$  ;

$Frob$  - річний фонд роботи обладнання;

$\eta_{zv}$  - нормативний коефіцієнт завантаження у часі, характерний для даного типу виробництва.

Якщо у виразі (14) замінити час, що нормується на операцію, на основний час переходу, то очевидно, що ми будемо мати ту долю амортизації обладнання, яка припадає на час виконання вибраного переходу, що виконується на вибраному верстаті. Важливою особливістю алгоритму, запропонованого на рис. 3 є те, що він залишає відкритими можливість вибору алгоритмів розрахунків конкретних складових собівартості. Представлена на рис. 4 блок-схема є тільки одним із можливих, так званих, нульовий варіант алгоритму. У разі незгоди конкретного замовника по кожній із процедур мають бути розроблені у прийнятому стилі програмування, інші процедури, відповідні бажаним алгоритмам. Після перекомпіляції проекту з'явиться можливість вибирати той чи інший варіант.

**Висновок.** Запропонована програмно-аналітична методика та алгоритм, які складають основу динамічної техніко-економічної оцінки рішень технолога при варіантному проектуванні регламенту технологічного процесу діалоговим методом.

## Список літератури

1. Расчеты экономической эффективности новой техники. Справочник. Под ред. докт. техн. наук, проф. К.М. Великанова. -Л.: Машиностроение, 1975.- 430с.
2. Новожилов В.И. Экономика использования металлорежущего оборудования. - Л.: Машиностроение, 1977. -176с.
3. Барташев Л.В. Справочник конструктора и технолога по технико-экономическим расчетам. -М.: Машиностроение, 1979. - 221с.
4. Криськов О.Д., Петренко М.М. Основи комп'ютерної технології обґрунтування структури технологічних операцій. Навчальний посібник- Кіровоград, РВЛ. - 2005. - С.282.
5. Криськов О.Д., Іваник І.М. Оцінка вартості однієї хвилини експлуатації різально-го інструменту на металорізальних верстатах / Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету / Техніка у сільському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація /. Вип. 20. - Кіровоград: КДТУ. - 2008. - С.328 - 331.
6. Криськов О.Д. Економічна оцінка технологічного рішення в момент його прийняття. Сборник трудов XV международной научно-технической конференции "Машиностроение и техносфера XXI века" 15 - 20 сентября 2008 г. в г. Севастополе Т.2. -Донецк, 2008. - С.161-165.

В статті изложено новая идеология построения диалоговых САПР РТП с опорой на текущую оперативную оценку решений, принимаемых технологом на разных этапах проектирования документа.

In the article it is stated new ideology of construction dialogue САПР support on the current operative estimation of the decisions accepted by the technologist at different design stages of the document

**І.М. Іваник**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Розробка принципів підвищення надійності ПЕТМу призначення режимів різання для ОТРА та БТА

Описана методика та алгоритм забезпечення надійності взаємодії користувача програмного продукту призначення режимів різання, який використовується при проектуванні регламентів технологічних процесів (РТП) для одношпindelних токарно-револьверних і багатошпindelних токарних автоматів. ПЕТМ, ГПП, ОВП, кодування матеріалів, внутрішній код, перекодування

**Вступ.** На ринку України та країн СНД відомі десятки систем проектування регламентів технологічних процесів (РТП). Вони спроектовані так, щоб можна було працювати використовуючи ту чи іншу команду, представлену піктограмою на інтерфейсі користувача. За кожною з таких команд стоїть певна група процедур. Як правило, остання зібрана в закритий модуль, а загальна структура програмного продукту (ПП) не допускає його перекомпіляцію кінцевим користувачем. Від того такі ПП втрачають гнучкість. Якщо виокремити достатньо дрібні, але логічно та функціонально завершені елементи буденної роботи технолога та представити їх як програмовані елементарні технологічні модулі (ПЕТМи) з інтуїтивно зрозумілим на професійному рівні технолога-проектанта інтерфейсом, то справа дещо поліпшиться. При детальній системній роботі цього питання ми можемо отримати комплект досить дрібних функціонально завершених модулів, які здатні охопити переважну частину об'єму професійної роботи технолога. Структура та стиль розробки таких модулів мають передбачати за необхідністю їх об'єднання у самодостатні агрегати модулів з явно вираженими професійними технологічними функціями. Пропонуємий підхід дає принципову можливість технологам-користувачам змінювати конфігурацію реальних підсистем, а загалом і всієї САПР РТП. Така можливість буде тим більшою, чим дрібнішими будуть ПЕТМи, кожен з яких, як уже зазначалось вище, повинен мати всі ознаки логічної та функціональної завершеності. Звичайно для професійної роботи у такому стилі технолог має бути відповідним чином підготовлений та забезпечений відповідним ПП, а комплект дрібних ПЕТМів має бути доповненим ПП, який забезпечує автоматичну збірку САПР РТП. Розробка дрібних функціонально завершених ПЕТМів тісно зв'язана з необхідністю їх ґрунтового тестування. Тому проекти їх розробки складаються з головної форми проекту (ГФП) та головної процедури проекту (ГПП). Остання, взаємодіючи з ГФП, забезпечує відпрацювання та тестування основної вирішуючої процедури (ОВП), яка, власне, і є ПЕТМом [1]. Такий ПП для використання при проектуванні РТП на одношпindelні токарно-револьверні та багатошпindelні токарні автомати (ОТРА та БТА) під назвою RegimOtraBta\_21\_300\_xxxxxx<sup>1</sup> розроблено лабораторією «Університетський центр САПР» КНТУ на базі загальновідомих нормативів [2].

Кожний ПЕТМ у своєму тілі мусить мати всі необхідні елементи захисту на випадок некоректного для нього звертання. Це особливо важливо коли останній буде вилучено з проекту розробки і включено до ПП більш широкого призначення, для чого

---

<sup>1</sup> Xxxxxx - на цьому місці записується номер робочої версії програмного продукту.

він, власне, і розроблявся. Наприклад, ПЕТМ призначення режимів різання може бути включеним до ПП проектування структури РТП чи техніко-економічної оцінки певного технологічного переходу. Остання не має рації без обґрунтованого призначення елементів режиму різання.

Тут виникають певні проблеми, пов'язані з питанням кодування початкових даних, перш за все, по матеріалам з яких виготовляються деталі на ОТРА та БТА, а також різальними інструментами, типами технологічних переходів тощо. Виникає задача підвищення рівня функціонування певної САПР РТП та надійності взаємодії користувача з нею.

**Метою даної статі** є розробка засобів забезпечення взаємодії користувач-ПП при розробці ПЕТМу, який має використовуватись при проектуванні РТП для ОТРА та БТА. На стикі взаємодії ГПП та ОВП і виникають проблеми, яким присвячена дана робота.

**Основна частина.** У згаданих вище нормативах інформація, що стосується параметрів режиму різання, представлена переважно у вигляді карт. На кожній з них введені нерідко індивідуальні для кожної карти рубрики умов призначення елемента режиму. Якщо говорити про рубрику матеріалів, з яких можна виготовити деталь, то вказівка конкретної марки матеріалу в нормативних картах використовуються дуже рідко, а в основному зазначаються або види матеріалів: сталі, чавуни, алюмінієві чи мідні сплави, або групи матеріалів: сталі вуглецеві, корозійностійкі, жароміцні та ін.; чавуни сірі або ковкі; латуні, бронзи, дюралі тощо. Причому в одних таблицях, що входять до складу карт матеріали представлені групами, а в інших – присутній як вид матеріалу, так і група, і, тільки інколи, може бути введена певна марка. Як приклад, можна привести нормативну карту №13 [1], копія якої наведена на рис.1.

**КАРТЫ СКОРОСТЕЙ, УСИЛИЙ РЕЗАНИЯ И ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ**

СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ ПРИ ПРОДОЛЬНОМ ТОЧЕНИИ СТАЛЕЙ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМИ РЕЗЦАМИ ИЗ БЫСТРОРЕЖУЩИХ СТАЛЕЙ P9 ИЛИ P18 Работа с охлаждением													КАРТА 13																			
													Точение																			
Глубина резания в мм до	0,5 1,0	Подача $s_p$ в мм/об до																														
		0,09	0,11	0,15	0,19	0,25	0,33	0,42	0,55	0,72	0,94	1,2	—	—	—	—	—															
2	0,07	0,09	0,11	0,15	0,19	0,25	0,33	0,42	0,55	0,72	0,94	1,2	—	—	—	—																
4	0,05	0,07	0,09	0,11	0,15	0,19	0,25	0,33	0,42	0,55	0,72	0,94	1,2	—	—	—																
8	0,040	0,05	0,07	0,09	0,11	0,15	0,19	0,25	0,33	0,42	0,55	0,72	0,94	1,2	—	—																
12	—	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,15	0,19	0,25	0,33	0,42	0,55	0,72	0,94	1,2	—																
Обрабатываемый материал		Скорости резания $v_{100}$ в м/мин																														
Автоматные стали $\sigma_b=75$ кг/мм <sup>2</sup>		77	70	64	58	53	48	44	40	36,5	33,5	30	27	25	23	21	19															
Углеродистые стали $\sigma_b=75$ кг/мм <sup>2</sup>		55	50	46	41,5	37,5	34,5	31,5	28,5	26	24	21,5	19,5	18	16,5	15	13,5															
Хромистые, хромоникелевые, хромомолибденовые стали и др. $\sigma_b=75$ кг/мм <sup>2</sup>		45,5	41,5	37,5	34,5	31	28,5	26	23,5	21,5	19,7	17,8	16,3	14,8	13,5	12,3	11,3															
Хромокремнемарганцовистые стали и др. $\sigma_b=75$ кг/мм <sup>2</sup>		39	35,5	32,5	29,5	27	24,5	22,5	20,5	18,6	17	15,4	14	12,8	11,6	10,6	9,7															
Жаропрочная сталь ЭЯ1Т $\sigma_b=56$ кг/мм <sup>2</sup>		33	30	27,5	25	22,5	20,5	18,8	17	15,5	14,3	12,8	11,6	10,7	9,8	8,9	8,1															
Поправочные коэффициенты на скорость резания в зависимости																																
А. От механических свойств обрабатываемого материала									Б. От измененной стойкости инструмента																							
Предел прочности $\sigma_b$ в кг/мм <sup>2</sup> до		45	55	65	75	85	95	—	Стойкость резца $T$ в мин. до									30	45	60	100	120	180	300								
Диаметр отпечатка по Бринеллю в мм не более		5,4	4,75	4,30	4,12	3,87	3,67	—	Обрабатываемый материал									Поправочный коэффициент $K_v$														
Число твердости по Бринеллю $HV$ до		123	154	185	215	246	275	—	Стали всех марок, алюминиевые и медные сплавы									1,27									1,18	1,11	1,0	0,96	0,84	0,80
Обрабатываемый материал		Поправочный коэффициент $K_v$																														
Автоматные и углеродистые стали		2,45																	1,71	1,28	1	0,80	—									
Хромистые, хромоникелевые, хромомолибденовые и хромокремнемарганцовистые стали		—																	1,59	1,24	1	0,83	0,70	—								

Рисунок 1 – Копія нормативної карти №13 призначення швидкості різання (с.92 [2])

У даній карті матеріал деталі представлено його видом (сталь), групою видів (автоматні, вуглецеві, хромисті та ін. сталі) та маркою (ЭЯ1Т). Аналізуючи цю карту, ми бачимо, що вона складається з трьох вкладених таблиць, в кожній з яких інформація

щодо матеріалу представлена по-різному. В основній (верхній) таблиці введено п'ять рубрик: (1) автоматні сталі, (2) вуглецеві сталі, (3) хромисті, хромонікелеві, хромомолібдєнові сталі тощо, (4) хромокремнемарганцевисті сталі та (5) жароміцна сталь представлена маркою ЭЯІТ. Якщо відповідно до такого розподілу матеріалів по рубрикам ввести певне кодування, наприклад, автоматні сталі позначити кодом нуль, вуглецеві сталі – кодом один і т.д., то у таблиці міцностей, де введено тільки дві рубрики матеріалів: (1) автоматні, вуглецеві сталі та (2) хромисті, хромонікелеві, хромомолібдєнові, хромокремнемарганцевисті сталі, виникає потреба у перекодуванні інформації щодо матеріалу. В третій таблиці, яка приводить значення корегуючого коефіцієнта на швидкість різання в залежності від заданої технологом стійкості, є також дві групи, але з іншою рубрикацією: до першої з них віднесено сталі всіх марок, алюмінієві та мідні сплави, а до другої – жароміцна сталь ЭЯІТ. Тому у процесі розробки відповідної процедури потреба у перекодуванні інформації щодо матеріалів виникає декілька раз.

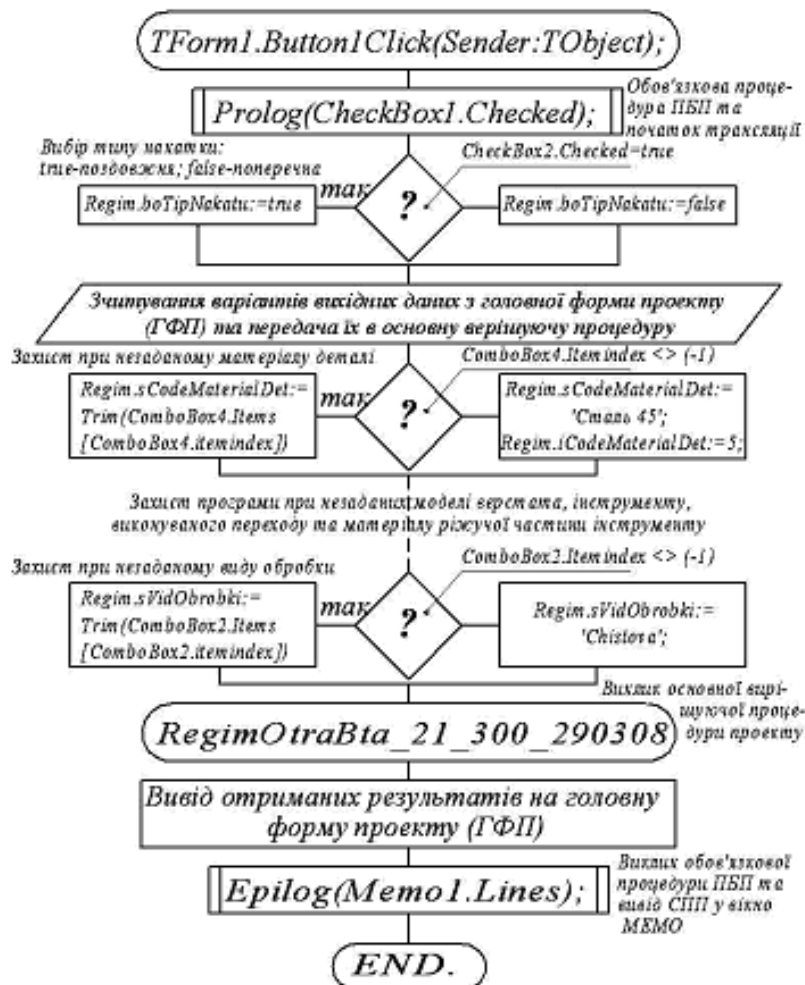


Рисунок 2 – Блок-схема ГПП призначення режимів різання для ОТРА та БТА

Крім того, згідно стандарту конструктор може вибрати із держстандартів сотні, якщо не тисячі різних конкретних марок матеріалу деталі. Тому у зв'язку з вищевикладеним, постає потреба автоматизованого перекодування матеріалів на вході в ОВП від декількох сотень марок до декількох десятків груп, що мають однакові ж близькі показники оброблюваності. Для вирішення цієї проблеми було розроблено дві спеціальні процедури. Перша з них (\_340), виходячи з конкретної марки матеріалу деталі, заданої з ГФП користувачем, генерує, так званий, зовнішній код. У випадку модернізації ПП і

поповнення його бази, він може змінюватись. Друга процедура (\_341), отримуючи на вхід значення зовнішнього коду, генерує певний внутрішній код, який залишається незмінним для всіх процедур, що входять до ПЕТМу. Проте оскільки такий алгоритм для кожної нормативної карти є своєрідним, то в кожній функціональній процедурі може мати місце певне внутрішнє перекодування, яке визначається змістом відповідної карти, подібно описаному щодо карти №13.

З метою уникнення помилок та підвищення надійності роботи проекту ввід марки чи групи матеріалу оброблюємої деталі (оскільки така інформація має використовуватись як певний код) не передбачено вводити безпосередньо набором з клавіатури. Тому матеріал деталі, на яку можна призначити режими різання згідно даного ПП, передбачено вибирати на ГФП із раніше запрограмованого списку. Останній при необхідності можна доповнити, що правда це потребує корегування \_341 процедури. Отже, для надійної роботи ПЕТМу призначення режимів різання, вихідна символічна інформація повинна бути «зашита» в тілі однієї з процедур ОВП і, отже, бути недоступною для змін користувачем.

Аналогічна ситуація виникає з матеріалами ріжучої частини інструменту та його типом, групами верстатів, типовими переходами тощо. Тому, на описаному вище принципі, було розроблено ряд відповідних процедур для внутрішнього перекодування: \_342 – типу інструменту, \_343 – груп (моделей) верстатів, \_344 – типового технологічного переходу, \_345 - виду обробки. Тим не менше, якщо користувач введе непередбачені даним ПЕТМом параметри вихідних даних, що в принципі може мати місце на етапі розробки ПЕТМа вищого рівня, то у вікно «Мето» на ГФП будуть виведені ситуаційні повідомлення процедур (СПП), що допоможуть користувачу проаналізувати результати відпрацювання ОВП з фахової точки зору і вирішити, чи можна вважати одержані результати прийнятними, чи, можливо, слід внести ті чи інші корективи при звертанні до ПП.

На блок-схемі ГПП (рис.2), показано один з алгоритмів системи захисту процедури при незаданих або некоректно заданих матеріалу оброблюваної деталі, моделі верстата, інструменту, виконуваного переходу, матеріалу ріжучої частини інструменту та виду обробки. Такий захист виконується перед викликом ОВП `RegimOtraVta_21_300_xxxxxx`.

Для того, щоб запобігти помилок при невірному ввдві або взагалі при незаданих тих чи інших величинах параметрів для установлення режимів різання передбачені інші алгоритми захисту, зокрема, генерація СПП. Якщо, наприклад, користувач не задав значення будь-якого параметру, із числа необхідних для рішення задачі, або ввів його недопустиме значення, то ОВП установить режими різання для умов передбачених по замовчуванню, але, при цьому, генерує СПП. Для матеріалу це сталь 45, моделі верстата – ОТРА, тип інструменту – різець тангенціальний і т.д.

Крім того, передбачена перевірка на прийнятність при присвоєнні постійних, в межах ПЕТМу, зовнішніх кодів матеріалу деталі, моделей та груп верстатів, інструментів, матеріалів ріжучої частини інструменту, типів переходу, визначенні видів обробки при присвоєнні внутрішніх кодових значень відповідним змінним. Запропонований вид захисту ПЕТМу особливо необхідний, коли він вважається відпрацьованим і, як такий, буде компілюватись з ПЕТМами іншого функціонального призначення у ПП, який прийнято називати САПР РТП.

**Висновок.** Запропоновано принцип захисту типового програмованого елементарного технологічного модуля призначення режимів різання при проектуванні регламенту технологічного процесу для одно- та багатшпиндельних токарних автоматів з метою підвищення надійності та працездатності програмного продукту.

## Список літератури

1. Криськов О.Д., Петренко М.М. Основи комп'ютерної технології обґрунтування структури технологічних операцій (з використанням можливостей програмованих технологічних модулів). Вибрані лекції та практичні вправи. Навчальний посібник. – Кіровоград: РВЛ КНТУ, 2007. – 282 с., 93 Илл., 12 табл.
2. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания на токарно-автоматные работы. Массовое, крупносерийное и серийное производство, 1962. Машгиз, 272 с.

Описана методика и алгоритмы обеспечения надежности взаимодействия пользователя программного продукта назначения режимов резания, используемого при проектировании регламентов технологических процессов для одношпиндельных токарно-револьверных и многошпиндельных токарных автоматов.

The technique and algorithms of maintenance of reliability of interaction of then user of software product of purpose {assignment} of modes of the cutting at designing of rules of technological processes for spindle turret lathe and multispindle automatic devices is described.

М.Д. Пархоменко, дир-р ІОЦ, В.О. Кондратець, проф., канд. техн. наук,  
Ю.М. Пархоменко, ас.

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Визначення математичної моделі розрахунку коефіцієнту опору повітря та критичної швидкості зерна при його транспортуванні висівним апаратом

В даній статті обґрунтовується визначення математичної моделі розрахунку коефіцієнту опору повітря при транспортуванні зерна висівним апаратом, шляхом аналізу співвідношень критеріїв Архімеда, Рейнольдса та Ляшенка. Визначається еквівалентний діаметр зерна пшениці та модель розрахунку критичної швидкості транспортування зерна в насіннепроводі.

**математична модель, коефіцієнт опору повітря, критерій Архімеда, критерій Рейнольдса, критична швидкість, еквівалентний діаметр зерна**

Дефіцит та подорожчання енергії, зменшення посівних площ, зміна клімату та підвищення кількості населення на планеті вимагають впровадження енергозберігаючих технологій, збереження родючості ґрунтів, зміни технологій посіву та обробки землі при необхідності підвищення врожаю. З врахуванням світових тенденцій вчені-аграрії прогнозують, що в найближчі п'ять-десять років відбудуться зміни в системах обробки ґрунту та посіву в різних природно - кліматичних зонах України. Тому для кожної природно - кліматичної зони необхідно мати комплекси посівних машин, які б відповідали умовам їх роботи [1]. Все це вимагає прискореної розробки та випробування нових конструкцій посівних машин. Тому дослідження процесу формування і транспортування зернового потоку висівними системами не втратило своєї актуальності і в теперішній час. Розв'язання даної проблеми спрямоване на реалізацію напрямку "Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та аграрному комплексі", передбаченого законом України від 11 липня 2001 року № 2623 – 3 "Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки". Крім того, матеріали даної статті безпосередньо стосуються реалізації науково-дослідної роботи "Система комп'ютерної ідентифікації технологічного процесу висіву насіння зерновими сівалками" (державний реєстраційний номер 0107V005469), спрямованої на розв'язання даної проблеми.

Сучасний рівень та доступність комп'ютерної техніки дозволяє прискорити процес дослідження зернового потоку і знизити витрати на його проведення шляхом вдосконалення систем контролю і використання засобів моделювання. Останнє потребує наявності математичних моделей процесу формування та транспортування досліджуемого зернового потоку висівною системою.

Одним із суттєвих факторів визначення траєкторії руху зерна є сила опору повітря, пропорційна швидкості руху зерна  $\bar{R} = \lambda \cdot \bar{V}$  при  $V \leq 0,2 м/с$  та квадрату швидкості  $\bar{R} = \lambda \cdot \bar{V}^2$  при  $V > 0,2 м/с$ . При цьому, значення коефіцієнта пропорційності  $\lambda$  будемо визначати за виразом  $\lambda = k_c \cdot \rho_0 \cdot S_0 / 2$ . В результаті кінцева форма сили опору буде мати вид  $R = k_c \cdot \rho_0 \cdot S_0 \cdot V^2 / 2$ , де:  $k_c$  – аеродинамічний коефіцієнт опору;  $\rho_0$  - об'ємна щільність повітря,  $\rho_0 = 1,21 кг/м^3$  при  $T = 20^0 C$ ;  $S_0$  - площа Міделевого

перерізу зерна (площа проекції зерна на площину, перпендикулярну до напрямку його руху),  $m^2$ .

До останнього часу, дослідники не мають єдиної думки, щодо визначення аеродинамічного коефіцієнту опору  $k_c$ , який би враховував сумарні властивості насіння та повітряного потоку. В різних публікаціях значення цього коефіцієнту для зерна пшениці коливаються в межах  $0,183 \div 1,06$  [2],  $0,184 \div 0,265$  [3],  $0,76 \div 1$  [4],  $0,445$  [5] та ін. Метою даного дослідження є визначення формули розрахунку коефіцієнта опору повітря  $k_c$  та похідної від неї формули розрахунку критичної швидкості  $V_{кр}$ .

В основі визначення аеродинамічних властивостей об'єктів кулеподібної форми покладено дослідження критеріїв Архімеда та Рейнольдса, які визначають тип руху, перехід від ламінарного до турбулентного руху та принципи подібності. Так як зерна пшениці мають форму еліпсоїда або еліпсоїда обертання, то для використання вище означених критеріїв необхідно уніфікувати форму зерна до еквівалентної за об'ємом кулі. Для цього прирівнюємо об'єми еліпсоїда та кулі і визначаємо формулу розрахунку діаметра еквівалентної еліпсоїду кулі (1). Підставляючи в неї значення геометричних розмірів зерна пшениці ( $a = 2,1 \div 4,3 \text{ мм}$ ,  $b = 0,8 \div 2 \text{ мм}$ ,  $c = 0,75 \div 1,9 \text{ мм}$ , де  $a, b, c$  - головні напівосі еліпсоїда) [6], знаходимо діапазон зміни діаметра еквівалентної кулі,  $d_e = 2,16 \div 5,08 \text{ мм}$ .

$$V_{el} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot c \quad V_{ke} = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_e^3 \quad d_e = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot V_{el}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt[3]{a \cdot b \cdot c}, \quad (1)$$

де  $V_{el}$  - об'єм еліпсоїда,  $mm^3$ ;

$V_{ke}$  - об'єм еквівалентної кулі,  $mm^3$  ( $V_{el} = V_{ke}$ ).

Площа Міделевого перерізу зерна пшениці, визначена за формулою  $S_0 = \pi \cdot d_e^2 / 4$ , змінюється в діапазоні  $S_0 = 3,67 \div 20,2 \text{ мм}^2$ .

Так як значення критерію Архімеда  $A_r = 3,5 \cdot 10^5 \div 5,49 \cdot 10^6$ , обчислені за формулою (2), знаходяться в області турбулентного руху

$$5,8 \cdot 10^4 \leq A_r \leq 5 \cdot 10^9, \quad A_r = \frac{g \cdot d_e^3 \cdot (\rho - \rho_0)}{v^2 \cdot \rho_0}, \quad (2)$$

де  $g$  - прискорення сили земного тяжіння;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $\rho$  - об'ємна щільність зерна пшениці;

$\rho = 1,23 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$ ;

$v$  - кінематична в'язкість повітря, при  $T = 20^\circ \text{ C}$ ;

$v = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ ,

то залежність між критеріями Лященко та Архімеда визначається співвідношенням [7]:

$$L_y = 5,36 \cdot \sqrt{A_r}. \quad (3)$$

Значення критерію Лященко змінюється в діапазоні  $L_y = 3,18 \cdot 10^3 \div 1,26 \cdot 10^4$ .

За визначенням, критерій Лященко пропорційний критеріям Рейнольдса та Архімеда (4). Це дає підставу для розрахунку значень числа Рейнольда  $R_e$  для пшениці  $R_e = 1,04 \cdot 10^3 \div 4,1 \cdot 10^3$ , розміри якої змінюються у вище означеному діапазоні:

$$L_y = \frac{R_e^3}{A_r}; \quad R_e = \sqrt[3]{L_y \cdot A_r}. \quad (4)$$

Для кожної зернини, в залежності від її розміру, число Рейнольдса визначає момент переходу від ламінарного руху до турбулентного, який характеризується так званою критичною швидкістю або швидкістю зависання  $V_{kr}$ , м/с :

$$R_e = \frac{V_{kr} \cdot d_e}{\nu}; \quad V_{kr} = \frac{R_e \cdot \nu}{d_e} = \frac{\sqrt[3]{L_y \cdot A_r \cdot \nu}}{d_e}. \quad (5)$$

Виходячи з виразу (5), розрахункове значення критичної швидкості зерен пшениці, при їх падінні у вільному просторі, змінюється в діапазоні  $V_{kr} = 7,8 \div 12,4$  м/с.

Коефіцієнт аеродинамічного опору  $\lambda_r$  визначаємо із функціональної залежності (6), справедливої при падінні зерна у вільному просторі, в якій права частина залежить лише від фізичних властивостей зерна та повітряного потоку [7].

$$\lambda_r \cdot R_e^2 = \frac{4}{3} \cdot A_r; \quad \lambda_r = \frac{4 \cdot A_r}{3 \cdot R_e^2} \quad \lambda_r = 0,435. \quad (6)$$

Так як рух насіння здійснюється в стислому вертикальному потоці, обмеженому стінками насіннепроводу з діаметром  $D_s = 40$  мм, то залежність між критеріями Рейнольдса  $R_{e1}$  та Архімеда має іншу форму [7]

$$R_{e1} = \sqrt{2,5 \cdot A_r \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_e}{D_s} \right)^2 \right]^3}; \quad V_{1kr} = \frac{R_{e1} \cdot \nu}{d_e}. \quad (7)$$

При цьому значення критерію Рейнольдса та критична швидкість зерна пшениці змінюється в діапазоні:  $R_{e1} = 933,8 \div 3618$ ,  $V_{1kr} = 7,03 \div 10,9$  м/с. ( $V_{kr} = 8,9 \div 11,5$  м/с [3]). Однак, використання формули (7) для розрахунку коефіцієнту опору в стислому потоці приводить до протиріччя: при збільшенні числа Рейнольдса  $R_{e1} = 933,8 \div 3618$  збільшується і коефіцієнт опору  $\lambda_r = 0,537 \div 0,559$ . Тому, для розрахунку коефіцієнту опору  $\lambda_c$  необхідно знайти іншу форму його залежності від числа Рейнольдса.

Отримане в результаті теоретичних досліджень значення коефіцієнту аеродинамічного опору  $\lambda_r = 0,435$  не враховує сумарних властивостей зерна, повітряного потоку та навколишнього середовища. Більш точні значення коефіцієнту опору  $k_c \approx \lambda_r$  та критичної швидкості були отримані в результаті дослідження руху зерен пшениці в аеродинамічній трубі [4]. Для цього зерно розміщувалося в наведеному вертикально вгору повітряному потоці, швидкість якого доводилася до такої критичної величини  $V_{kr}$ , при якій зерно (8) опинялося в підвішеному стані ( $m \cdot \ddot{y} = 0$ ).

$$m \cdot \ddot{y} = m \cdot g - k_c \cdot \rho_0 \cdot S_0 \cdot V_y^2 / 2. \quad (8)$$

При цьому сила опору дорівнює силі тяжіння ( $m \cdot g - R_y = 0$ ) (9). Це рівняння є базовим при визначенні аеродинамічного опору  $k_c$ , якщо відоме  $V_{kr}$ , або при визначенні критичної швидкості  $V_{kr}$ , якщо відоме  $k_c$ .

$$m \cdot g = \frac{k_c \cdot \rho_0 \cdot S_0 \cdot V_{ykr}^2}{2}; \quad k_c = \frac{2 \cdot m \cdot g}{\rho_0 \cdot S_0 \cdot V_{ykr}^2} = \frac{4 \cdot \rho \cdot g \cdot d_e}{3 \cdot \rho_0 \cdot V_{ykr}^2}; \quad V_{ykr} = \sqrt{\frac{4 \cdot \rho \cdot g \cdot d_e}{3 \cdot \rho_0 \cdot k_c}}. \quad (9)$$

На підставі експериментальних даних – значень критичної швидкості  $V_{kr}$ , отриманих в результаті дослідження, згідно описаної вище методики, руху зерен пшениці в аеродинамічній трубі, були розраховані величини коефіцієнтів опору

$k_c = \varphi(V_{kr})$  (за формулою 9) та числа Рейнольда  $R_e = \gamma(V_{kr})$  (за формулами 5, 7), як функції, залежні від критичної швидкості  $V_{kr}$ . В результаті аналізу отриманих експериментальних  $V_{kr}$  та розрахункових  $k_c$  і  $R_e$  значень Ямпіловим С. С. була визначена інтерполяційна функція залежності коефіцієнтів опору  $k_c$  від числа Рейнольдса  $k_c = f(R_e)$  [4]:

$$k_c = 1,03 - 9,76 \cdot 10^{-5} \cdot R_e + 8,49 \cdot 10^{-9} \cdot R_e^2. \quad (10)$$

Вказана формула дозволяє теоретично виконати розрахунок коефіцієнту опору повітря  $k_c$  при переміщенні довільного виду зерна в стислому середовищі. При цьому через число Рейнольда (7), залежного від критерію Архімеда (2) опосередковано враховуються як геометричні (еквівалентний діаметр зерна  $d_e$ ) так і фізичні параметри об'єкту руху та навколишнього середовища (об'ємна щільність зерна -  $\rho$ , об'ємна щільність -  $\rho_0$  та кінематична в'язкість -  $\nu$  повітря, діаметр насіннепроводу  $D_s$ ).

В роботі І. М. Разумова пропонується інше, узагальнене рівняння розрахунку коефіцієнта лобового опору повітря при обтіканні об'єктів довільної форми:

$$\lambda_c = \left[ \frac{28,47}{R_e \cdot lq(15,38/f)} + \frac{4,565 \cdot f}{R_e^{1/3}} - \frac{0,491 \cdot f}{R_e^{1/2}} \right] \cdot \{1 - th[0,01282 \cdot R_e \cdot (f - 0,9805)]\} +$$

$$+ 2,86 \cdot (f - 0,8531) \cdot th[0,01282 \cdot R_e \cdot (f - 0,9805)] +$$

$$+ (7,76 - 2,86 \cdot f - 4,88/f) \cdot th[0,00104 \cdot R_e \cdot (f - 0,903805)], \quad (11)$$

де  $f$  - коефіцієнт форми;

$$f = 0,805;$$

$f = P_{el} / P_{ke}$ ,  $P_{el}$  - площа поверхні еліпсоїда обертання;

$P_{ke}$  - площа поверхні еквівалентної за об'ємом кулі

$$P_{el} = 2 \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot \sqrt{1 - \varepsilon + \frac{\arcsin(\varepsilon)}{\varepsilon}}; \quad \varepsilon = \sqrt{\frac{a^2 - b^2}{a^2}}; \quad P_{ke} = \pi \cdot d_e^2 \dots \quad (12)$$

Розраховані за формулами (6), (10) та (11) значення аеродинамічних коефіцієнтів опору  $\lambda_r$ ,  $k_c$ ,  $\lambda_c$ , залежні від величини еквівалентного діаметра пшениці  $d_e$ , змінюються в діапазоні:  $\lambda_r = 0,435$ ,  $k_c = 0,946 \div 0,788$ ,  $\lambda_c = 0,954 \div 0,83$ . Графіки їх залежності від критерію Рейнольда представлені на рис. 1.

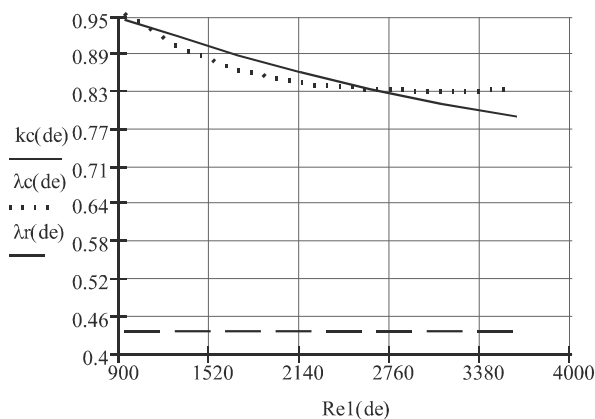


Рисунок 1 - Графіки залежності коефіцієнту опору від числа Рейнольдса

Так як інтерполяційна функція коефіцієнту опору  $k_c$  визначена на підставі експериментально отриманих значень критичної швидкості, то і діапазон зміни критичної швидкості зерна пшениці  $V_{2kr} = 5,3 \div 9,19 \text{ м/с}$ , визначений за формулою (9) на підставі розрахованих значень коефіцієнта опору  $k_c$  (10) також буде співпадати з реальними величинами.

В результаті аналізу графіків (див. рис.1) залежності коефіцієнтів опору від числа Рейнольдса приходимо до висновку, що значення

коефіцієнтів  $k_c$  і  $\lambda_c$ , розраховані за формулами (10), (11) практично співпадають ( $k_c \approx \lambda_c$ ). Так як вирази (10), (11) є рівнозначними і в кожному із них враховується сумарна дія зерна і повітря через число Рейнольдса, то, при теоретичних дослідженнях, для розрахунку аеродинамічного коефіцієнта опору  $k_c$  бажано користуватися більш простою за числом складових інтерполяційною формулою (10).

Для розрахунку критичної швидкості можна використовувати формулу (9), в якій коефіцієнт аеродинамічного опору визначений за формулою (10).

## Список літератури

1. Коваль С.А. Тенденции развития конструкций зерновых сеялок. – Техніка АПК, №5, 2008.
2. Семенов А. Н. Зерновые сеялки. – М.: – К.: Машгиз, 1959. – 316 с.
3. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Том 4. Под ред. М.И. Клецкина – М.: Машиностроение, 1969. – 536с.
4. Ямпиров С.С. Технологическое и техническое обеспечение ресурсо - энергосберегающих процессов очистки и сортирования зерна и семян. – Улан-Удэ.: ВСПТУ, 2003. – 265с.
5. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1, частина 2. Машини для сівби та садіння. – Харків: Око, 2002. – 452 с.: іл.
6. Сисолін П. В., Сало В. М., Кропівний В. М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1: Машини для рільництва. За ред. М. І. Чорновола. – К.: Урожай, 2001. –384 с.
7. Разумов И.М. Псевдооживление и пневмотранспорт сыпучих материалов. – М.: Химия, 1972. – 240с.

В данной статье обосновывается определение математической модели расчета коэффициента сопротивления воздуха при транспортировке зерна высевающим аппаратом, путем анализа соотношений критериев Архимеда, Рейнольдса и Лященко. Вычисляется эквивалентный диаметр зерна пшеницы и модель расчета критической скорости транспортировки зерна в семяпроводе.

In this article determination of mathematical model of calculation of coefficient of windage is grounded while transporting of grain by a seedmeter, by the analysis of correlations of criteria of Archimedes, Reynolds and Lyaschenko. The equivalent diameter of grain of wheat and model of calculation of stalling speed of transporting of grain is calculated in seedwire.

## Передумови нормування мінливості вирівняності стеблостою льону-довгунцю

Досліджена мінливість висоти і діаметра стебел льону-довгунцю. Відшуканий кореляційний зв'язок між коефіцієнтами варіації вказаних характеристик рослин.  
**льон-довгунець, стебло, висота, діаметр, мінливість, кореляція**

**Постановка проблеми.** Фундатор сучасної теорії і розрахунків льонозбиральних машин проф. Г.А. Хайліс [10, 11, 12] в одній із своїх праць [12] вказував на значне поширення методів розрахунків, що базуються на середніх показниках стеблостою льону. Проте, як зауважує Г.А. Хайліс, розрахунки робочих органів слід виконувати для умов, що наближаються до граничних значень показників стеблостою. Це зумовлює оцінювання стеблостою з використанням основних статистичних показників взагалі і зокрема показників мінливості розмірів стебел – коефіцієнтів варіації їх морфологічних ознак. У пропонованому повідомленні зроблена спроба з'ясувати деякі з питань статистичної оцінки основних розмірів стебел льону-довгунцю.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Теоретичний аналіз процесів брання льону-довгунцю комбайнами, переміщення стебел бральними пасами і затискним конвеєром та очісування коробочок зубами гребінок очісувального барабана наведений у працях [7, 8]. Визначено, що при обґрунтуванні параметрів згаданих робочих органів слід враховувати висоту і діаметр стебел льону-довгунцю. Строкатість стебел за висотою ускладнює регулювання очісувального барабана щодо розміщення зубів гребінок на відповідній відстані від пасів затискного конвеєра для забезпечення якісного очісування коробочок і зменшення втрат насіння. Вказана строкатість ускладнює також регулювання висоти брання, яка впливає на розтягнутість стрічки стебел і знову ж таки чистоту очісування. У свою чергу строкатість стебел за товщиною унеможливує здійснення належного регулювання бральних пасів та товщини шару льону-довгунцю в затискному конвеєрі. Неякісно здійснене перше регулювання позначається на чистоті брання, а друге – викликає зміни у відході стебел в плутанину та пов'язано з їх розплючуванням. Вказане щодо строкатості стебел викликає також ускладнення у визначенні швидкості руху льонозбирального комбайна, яка є одним із основних чинників, що формують його продуктивність.

Строкатість стеблостою в практиці льонарства характеризують вирівняністю стебел по довжині і товщині [9]. Крім ускладнень з використанням льонозбиральних комбайнів невіривняність стебел негативно позначається на виході волокна із соломи, його прядивних якостях, умовах приготування трести та виборі режимів роботи переробних машин [5]. Це призводить до підвищення ресурсомісткості технологічних процесів вирощування і збирання льону-довгунцю та переробки льоносировини. Рядом дослідників виявлений кореляційний зв'язок між окремими морфологічними ознаками стебел [9]. Проте в наукових виданнях з льону-довгунцю відсутні відомості про мінливість показників, якими оцінюють вирівняність рослин за висотою і товщиною стебел. Вирівняність рослин за вказаними параметрами характеризують коефіцієнтами варіації висоти і діаметра стебел [3, 5].

*Мета досліджень* – опрацювати передумови нормування мінливості вирівня-

ності стеблостою льону-довгунцю як складової технологічного і експлуатаційного регламентів механізованого вирощування і збирання культури. *Завдання досліджень*: 1) визначити і охарактеризувати мінливість коефіцієнтів варіації висоти і діаметра стебел льону-довгунцю; 2) дослідити і з'ясувати статистичний зв'язок між коефіцієнтами варіації висоти і діаметра стебел.

**Об'єкти та методика досліджень.** Об'єктом дослідження слугував передзбиральний стеблостій льону-довгунцю ранньостиглого сорту [4]. Зразки стебел для визначення їхніх розмірних характеристик відбирали з посівів льону-довгунцю, який вирощували на полях одного з великотоварних сільськогосподарських підприємств Народицького району Житомирської області. Загальну довжину стебел вимірювали лінійною з міліметровими поділками, а діаметр – штангенциркулем з точністю до 0,01 мм на 1/3 висоти стебла від гузиревої частини. Було проаналізовано 32 рослинні проби (вибірки). Мінімальний розмір вибірки становив 140 рослин, декілька проб включали 154...307 рослин, а переважна більшість проб – 500 рослин. Після вимірювання рослин в кожній із проб визначали середнє арифметичне значення, середнє квадратичне відхилення і коефіцієнти варіації висоти і діаметра стебел, показники асиметрії і ексцесу та їх відношення до своїх помилок в розрізі кожного з розподілів. Склали двомірний варіаційний ряд ознак «коефіцієнт варіації висоти стебел – коефіцієнт варіації діаметра стебел». Будували кореляційну таблицю досліджуваних ознак, визначали середньогрупові значення коефіцієнта варіації висоти рослин і відповідно до кожної групи мінливості висоти стебел розраховували середні зважені значення мінливості діаметра. Визначали коефіцієнт кореляції і кореляційне відношення між досліджуваними ознаками та доходили висновку про характер досліджуваного статистичного зв'язку між мінливістю коефіцієнта варіації діаметра стебел і мінливістю коефіцієнта варіації їхньої висоти.

**Результати досліджень.** В досліджуваних статистичних вибірках рослинних проб коефіцієнт варіації висоти стебел коливався в межах 6,9...16,8%, а їхнього діаметра – 16,7...39,8%. Як бачимо, коефіцієнт варіації діаметра стебел перевищує аналогічний показник висоти рослин. На рисунку наведені полігони та нормальні криві розподілу зазначених коефіцієнтів варіації. Розрахунки показали, що середнє арифметичне значення коефіцієнта варіації висоти стебел становило 11,5%, а середнє квадратичне відхилення – 2,26%. Розподіл коефіцієнти варіації діаметра стебел характеризувався такими параметрами: середнє арифметичне значення – 23,9% і середнє квадратичне відхилення – 4,52%. Мінливість коефіцієнтів варіації досліджуваних морфологічних ознак стебел льону-довгунця була практично однаковою і становила: висоти стебел – 19,6%, а їхнього діаметра – 18,9%.

Для розподілу коефіцієнта варіації висоти стебел характерна додатна (правостороння) асиметрія, оскільки більша частина варіант розміщена праворуч від середнього арифметичного значення. Що стосується ексцесивності розподілу, то емпірична крива в радіусі моди має більш високу і гостру вершину, ніж крива нормального розподілу з таким же центром і дисперсією, що є ознакою додатного ексцесу. Розрахунки показали, що для досліджуваного розподілу показник асиметрії дорівнює 0,37, а ексцесу – 0,27. Умовно розподіл можна вважати слабкоасиметричним, а визначену додатну ексцесивність розглядати також як слабку [2]. Розраховані за методикою [1] середні квадратичні відхилення показників асиметрії і ексцесу дорівнювали відповідно  $\pm 0,43$  і  $\pm 0,87$ . Відношення показників асиметрії і ексцесу до своїх середніх квадратичних відхилень становили відповідно 0,86 і 0,31. За значеннями цих відношень, оскільки вони менші 3, можна вважати, що емпіричний розподіл узгоджується з нормальним законом.

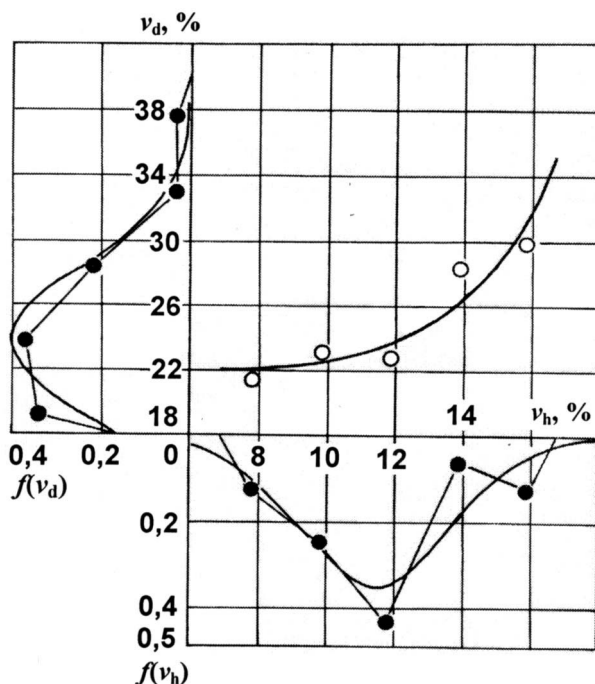


Рисунок 1 – Полігони і нормальні криві розподілів коефіцієнтів варіації висоти  $v_h$  і діаметра  $v_d$  стебел та зміна мінливості коефіцієнта варіації діаметра стебел залежно від мінливості коефіцієнта варіації їхньої висоти

Розподіл коефіцієнта варіації діаметра стебел також характеризувався додатною асиметрією і ексцесом. За розрахунками для аналізованого розподілу показник асиметрії становив 0,92, а ексцесу – 0,73, що свідчить про слабкоасиметричність і слабкоексцесивність розподілу. Оскільки відношення показників асиметрії і ексцесу до їхніх середніх квадратичних відхилень становили відповідно 2,14 і 0,84, то емпіричний розподіл коефіцієнта варіації діаметра стебел не істотно відрізняється від нормального.

Для пошуку і з'ясування статистичного зв'язку між мінливістю коефіцієнта варіації діаметра стебел і мінливістю коефіцієнта варіації їхньої висоти опрацьована відповідна кореляційна таблиця, яка наведена в тексті статті. З використанням таблиці здійснені розрахунки коефіцієнта кореляції і кореляційного відношення, що характеризують статистичний зв'язок між досліджуваними ознаками.

Між коефіцієнтом варіації діаметра стебел і коефіцієнтом варіації їхньої висоти виявлений статистичний зв'язок, який характеризується додатним коефіцієнтом кореляції 0,484 та кореляційним відношенням 0,569. Додатне значення коефіцієнта кореляції свідчить, що із збільшенням коефіцієнта варіації висоти стебел зростає і коефіцієнт варіації їхнього діаметра. Інакше кажучи, у міру підвищення нерівномірності стеблостою за висотою рослин зростає і нерівномірність товщини рослин. Проте, оскільки чисельне значення кореляційного відношення перевищує чисельне значення коефіцієнта кореляції, то між досліджуваними ознаками варто шукати криволінійний характер зв'язку. Для з'ясування характеру криволінійного зв'язку на графік з координатними осями «коефіцієнт варіації висоти стебел» (вісь абсцис) і «коефіцієнт варіації діаметра стебел» (вісь ординат) нанесли точки, абсциси яких є середньогруповими значеннями мінливості висоти стебел, а ординати – відповідними їм середніми зваженими значеннями мінливості діаметра стебел, що відповідають певним групам коефіцієнтів варіації висоти рослин (рисунок). За розміщенням точок на графіку можна висловити припущення про зміну функції залежно від аргументу за законом прямої з додатним кутовим коефіцієнтом чи гіперболи зворотного зв'язку. Розрахунки показали, що основна помилка вирівнювання експериментальних даних за прямолінійною

залежністю становила 1,34, а за гіперболічною – 1,10. Співставляючи значення основних помилок вирівнювання доходимо висновку, що гіперболічна функція забезпечує краще наближення до експериментальних даних, ніж прямолінійна. Відношення основної помилки вирівнювання за гіперболічною функцією до середнього значення коефіцієнта варіації діаметра стебел за групованими даними дорівнювало 0,04, що значно менше значення 0,1, яке прийнято за умову задовільного вирівнювання експериментальних даних відповідною апроксимуючою залежністю [6]. Крива зміни мінливості коефіцієнта варіації діаметра стебел залежно від мінливості коефіцієнта варіації їхньої висоти наведена на рисунку. Помилка наведеної кривої, що обрахована з використанням визначених середнього квадратичного відхилення коефіцієнта варіації діаметра стебел та кореляційного відношення, дорівнювала 3,7%. Аналізуючи з урахуванням визначеної помилки вказану криву, доходимо висновку, що з із збільшенням мінливості вирівняності стебел за висотою понад 12% починає різко зростати мінливість вирівняності стебел за діаметром (товщиною).

Таблиця 1 – Кореляційна таблиця щодо пошуку і з'ясування статистичного зв'язку між мінливістю коефіцієнта варіації діаметра стебел і мінливістю коефіцієнта варіації висоти стебел

Мінливість коефіцієнта варіації висоти стебел, % (класовий інтервал 2%)	Мінливість коефіцієнта варіації діаметра стебел, % (класовий інтервал 4,6%)					Сума частот	Середня зважена мінливість коефіцієнта варіації діаметра стебел, %
	16,9–21,4	21,5–26,0	26,1–30,6	30,7–35,2	35,3–39,8		
6,9–8,8	2	2				4	21,45
8,9–10,8	3	3	2			8	23,17
10,9–12,8	6	5	3			14	22,76
12,9–14,8		1		1		2	28,35
14,9–16,8		1	2		1	4	29,5
Сума частот	11	12	7	1	1	32	

**Висновки.** Мінливість вирівняності стебел льону-довгунцю за висотою, що дорівнює 12%, є передумовою нормування граничного значення вказаного показника характеристики стеблостою. З підвищенням цього показника понад вказане значення різко зростає інша характеристика стеблостою – мінливість вирівняності стебел за їхнім діаметром.

**Перспективи подальших розвідок** мають зосереджені на дослідженні інших морфологічних ознак стебел льону-довгунцю.

## Список літератури

1. Венецкий И.Г. Основные математико-статистические понятия и формулы в экономическом анализе / Венецкий И.Г., Венецкая В.И. – М.: Статистика, 1974. – 280 с.
2. Дмитриев Е.А. Математическая статистика в почвоведении / Дмитриев Е.А. – М.: Изд-во Москов. ун-та, 1972. – 292 с.
3. Лімонт А.С. Вплив передзбиральної густоти стеблостою льону-довгунця на вирівняність рослин / А.С. Лімонт // Вісн. Держ. агроєколог. ун-ту. – Житомир, 2005. – № 1. – С. 196 – 200.
4. Лімонт А.С. Дослідження розмірно-масових характеристик стебел льону-довгунця / А.С. Лімонт // Вісн. Харківського нац. техніч. ун-ту с.-г. ім. П. Василенка: Технічний сервіс АПК, техніка та технології у с.-г. машинобудуванні. – Х., 2006. – Вип. 46. – С. 246 – 251.
5. Лімонт А.С. Якість волокна і передзбиральна вирівняність стеблостою льону-довгунця / А.С. Лімонт, Н.А. Лімонт // Вісн. Дніпропетровського держ. аграр. ун-ту. – Дніпропетровськ, 2003. – № 2. – С. 58 – 61.
6. РТМ 44–62. Методика статистической обработки эмпирических данных. – М.: Изд-во стандартов, 1966. – 100 с.
7. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини. Теоретичні основи, конструкція, проектування: навч. посіб. / Сисолін П.В., Рибак Т.І., Сало В.М.; за ред. М.І. Черновола / Кн. 2. Машини для рільництва. – К.: Урожай, 2002. – 364 с.
8. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підр. / [Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.]; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
9. Фоменко Л.Д. Вирівняний льон / Фоменко Л.Д. – К.: Урожай, 1967. – 128 с.
10. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин: учеб. пособ. / Хайлис Г.А. – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 240 с.
11. Хайлис Г.А. Теория и расчет льоноуборочных машин: тр. Великолукского с.-х. ин-та / Хайлис Г.А. – Елгава: Латв. с.-х. акад., 1973. – Вып. 26. – 333 с.
12. Хайлис Г.А. Элементы теории и расчета льоноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Машгиз, 1963. – 152 с.

Исследована изменчивость высоты и диаметра стеблей льна-долгунца. Отыскана кореляционная связь между коэффициентами вариации указанных характеристик растений.

The paper investigates the variability of fiber flax stem height and diameter. The correlation connection between the above characteristics variation coefficients has been found.

## Дослідження впливу шляху розгортки на ступінь ентропійного стиснення цифрового зображення

В статті описано порівняльний аналіз зв'язності розгорток растрового цифрового зображення та вплив зв'язності на якість пакування зображення.  
**зображення, стиснення, пакування, інформація, ентропія**

**Вступ.** Сучасний стан розвитку комп'ютерних мереж, навіть при значному зростанні пропускної здатності інформації, не задовольняє в повній мірі потреби користувачів в компактності кодованого зображення для зберігання та передачі, особливо гостро проблема постає в зображеннях де при стисненні не допускається часткова втрата якості. Автори в статті пропонують один з шляхів покращення ступеня стиснення зображення існуючими алгоритмами модифікацією розгортки зображення у послідовність пікселів.

Сучасні ентропійні алгоритми стиснення розміру коду зображення мають декілька стандартних етапів [1, с.183; 2, с. 306, с. 325]:

- зображення, яке задане двовимірною матрицею цілих чисел від нуля до 255 розгорткою перетворюють в одновимірний масив;

- за допомогою дискретних частотних чи вейвлетних перетворень зменшують ентропію послідовності;

- якщо кодування проводиться із втратами якості зображення з метою ще зменшити кількість інформації яку потрібно передати чи зберегти, проводять вибіркоче відкидання незначних коефіцієнтів та збільшують дискретизацію значних коефіцієнтів;

- використовують двійкові коди змінної довжини Хафмана для стиснення інформації (з 2004 року завершилися патентні обмеження на арифметичне стиснення, тому в сучасних алгоритмах замість кодів Хафмана використовують саме арифметичне стиснення), або інші алгоритми.

В деяких випадках пункт 2 може передувати пункту 1, але в цьому випадку використовують більш повільні двовимірні аналоги дискретних перетворень. Автори провели дослідження впливу використання різного виду розгорток зображення на розмір тестового кодованого зображення.

Для тестування було вибрано два види розгорток, які широко використовуються в стандартних алгоритмах (зигзагом у алгоритмі jpeg, [1, с. 128], та рядкова у всіх інших відомих авторам алгоритмах [1, 4]). Також було вибрано розгортку фрактальною кривою Гільберта [3, с. 178]. Тестування було проведено на різних зображеннях, тенденція була спільною для кожної з розгорток. Результати кодування в роботі приводяться для тестових тонових зображень 512 на 512 пікселів, які отримано з різних цифрових фотокамер.

**Види розгорток та їх характеристика.** Алгоритм jpeg використовує розгортку зигзагом після дискретного косинус перетворення зони малюнка розміром 8 на 8 пікселів, це призводить до позиціонування в послідовності коефіцієнтів меншої частоти до початку послідовності. При побудові розгортки зигзагом було враховано близькість значень яскравості сусідніх пікселів у фотографічному зображенні, а розгортка за рядками має розриви, де піксель на початку та кінці рядка має лише одного “сусіда”

(рис.1). Саме такою недоліку позбулися побудовою розгортки зигзагом. Ця ідея набула розвитку, і для розгортки було введено величину середньої зв'язності пікселів. Зв'язність пікселю є [1, с.114] кількістю сусідніх пікселів, які в розгортці представлено нерозривною послідовністю (рис 1, 2, 3),

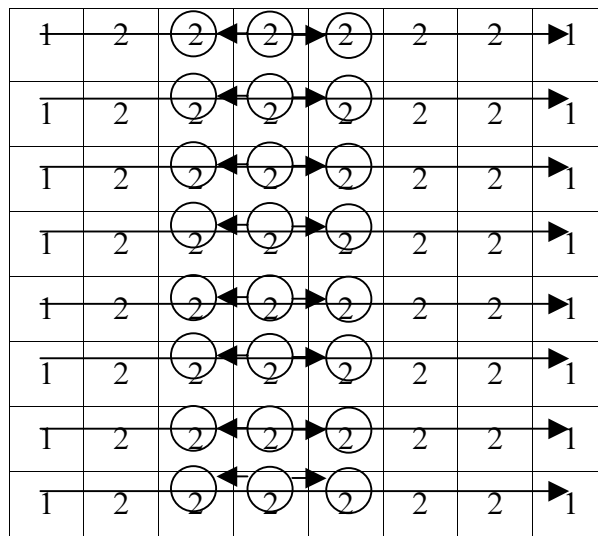


Рисунок 1 – Рядкова розгортка та зв'язність пікселів

зв'язність може приймати значення від 0 (для пікселю немає сусідніх пікселів) до 8 (розгортка послідовно перевела пікселі частини 3x3 зображення).

На рисунках 1 та 2 показано малюнки з розгортками і зв'язністю кожного пікселю. Середнє арифметичне зв'язності пікселів є середньою зв'язністю розгортки. Для рядкової розгортки значення середньої зв'язності є  $(2 \cdot 6 \cdot 8 + 1 \cdot 2 \cdot 8) / (8 \cdot 8) = 7/4 = 1.75$ , для розгортки зигзагом значення середньої зв'язності є 2.66, але це значення різко падає до 2 при збільшенні зображення. Розв'язується питання існування більш зв'язних розгорток та ефективність їх використання.

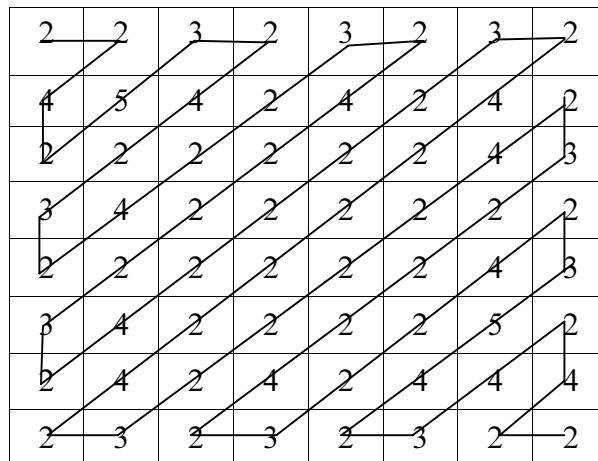


Рисунок 2 – Розгортка зигзагом та зв'язність пікселів

Крива Гільберта є прикладом більш зв'язної розгортки (рис. 3), де значення середньої зв'язності сягає 4.47. Ідею використання кривої Гільберта в якості розгортки зображення було отримано від к.мат.н. Гнатєва Л.Н.

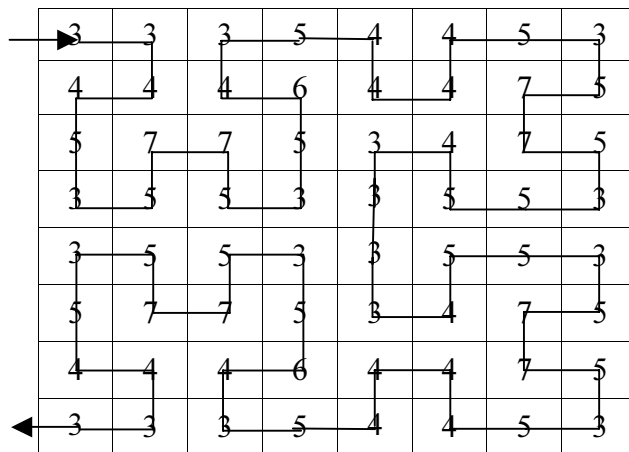


Рисунок 3 – Зв'язність розгортки по кривій Гільберта

Для дослідження впливу на результат стиснення зображення використання типу розгортки авторами було створено програмне забезпечення яке виконувало дії:

- а) розгортка зображення в одновимірний масив;
- б) проведення дискретного одновимірного вейвлет перетворення;
- в) оцінка ентропії отриманої послідовності чисел.

Дослідження проводилося з великою кількістю чорно-білого фотографічного зображення різного розміру. Результати кодування та ступінь зменшення ентропії є близькими для різних зображень, і результати для тестового зображення “Лена” наведено в наступній таблиці:

Таблиця 1 – Результати тестування зменшення ентропії інформації

Параметр	Розгортка (розмір зображення 262144 байти)		
	Порядкова	Зигзагом	Гільберта
Початкова ентропія	243975 байт	243975 байт	243975 байт
Ентропія вейвлет перетворення	182558 байт	181918 байт	160907 байт
Розмір стисненого зображення	182323 байт	182767 байт	164557 байт

Таблиця 2 – Тестування якості стиснення зображень

Тип розгортки	Початкова ентропія	238333	243994	250283	251662	257073	233225	227453	149470	245735
Рядкова	ентропія	161750	121160	163114	166250	177218	143697	147924	94018	181390
	розмір файлу	161581	124219	157754	166667	175713	140763	149541	110189	183868
	Ступінь стиснення	1,62	2,11	1,66	1,57	1,49	1,86	1,75	2,38	1,43
Зигзагом	ентропія	180148	140428	171007	171366	186767	162616	162066	98505	192481
	розмір файлу	180350	142951	165492	171434	184998	158428	162194	113695	195400
	Ступінь стиснення	1,45	1,83	1,58	1,53	1,42	1,65	1,62	2,31	1,34
Крива Гільберта	ентропія	156984	123761	156589	157780	167890	140256	142895	93460	169924
	розмір файлу	155311	128979	151428	157593	167232	135789	143833	109577	170761
	Ступінь стиснення	1,69	2,03	1,73	1,66	1,57	1,93	1,82	2,39	1,54

Візуально оцінити ступінь компресії можна з діаграми на рис. 4.

Таблиця 2 підтверджує підвищення якості стиснення зображення при використанні розгортки по кривій Гільберта без інших змін алгоритмів пакування. Тестування проводилося для зображень, які показано на рис. 5.

### Висновки

1. Величина середньої зв'язності розгортки має вплив на якість стиснення фотографічних зображень (на розмір файлу та сприйняття зображення при кодування із

втратами інформації).

2. Побудова розгортки більш високої зв'язності дозволить покращити характеристики більшості алгоритмів пакування зображень.

3. При великих розмірах зображення розгортка зигзагом різко втрачає свою ефективність.

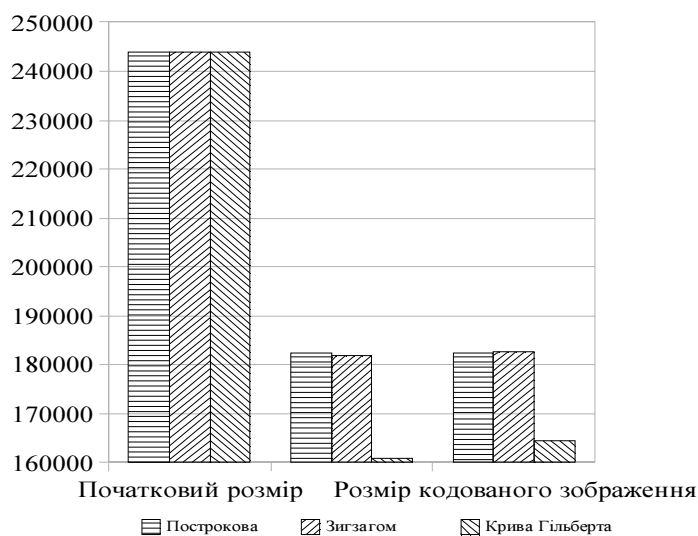


Рисунок 4 – Гістограма ефективності використання розгортки



Рисунок 5 – Фотографії для яких проводилися тестування

4. Використання розгортки по кривій Гільберта дає зменшення розміру файлів порівняно з рядковою розгорткою в середньому на 3%.

5. Перспективним напрямком є розробка автоматизованого швидкого пошуку розгортки максимальної зв'язності для зображень різного розміру.

## Список літератури

1. Д.Сэломон. Сжатие данных, изображений и звука. - М.: Техносфера, 2004.– 368с.
2. С.Малла. Вэйвлеты в обработке сигналов.– М.: Мир, 2005.– 672 с.
3. Н.Вирт. Алгоритмы и структуры данных. – М.: Мир, 1989.– 360 с.
4. Д.Ватолин, А.Ратушняк, М.Смирнов, В.Юкин. Методы сжатия данных.– М.: Диалог МИФИ, 384 с.

В статье описан сравнительный анализ связности разверток растрового цифрового изображения и влияние связности на качество упаковки изображения.

In the article the comparative analysis of coherentness of involutes of bitmapped digital image and influencing of coherentness is described on quality of packing of image.

## Аспекти екологічного обґрунтування комп'ютеризації посіву просапних культур

В статті обґрунтовується використання комп'ютерних систем контролю на висіві просапних культур, що створює умови для зменшення екологічно небезпечного впливу технологій на навколишнє середовище. **інформація, агрегат, висів, гістограма, рівномірність, система контролю, регулювання**

Однією з головних проблем сьогодення є забезпечення екологічно чистого землеробства, яке ставить задачі зменшення техногенного впливу на основний засіб виробництва сільськогосподарської продукції – землю. Тому впроваджуючи нові технології, які повинні базуватися, насамперед, на оптимальному співвідношенні втручання в процеси біосинтезу і природньому протіканню розвитку рослин, необхідно враховувати всі фактори і вирішувати питання такого їх співвідношення, щоб одержувати не тільки тимчасовий економічний ефект, а й зберігати природні властивості ґрунту для довготривалого його використання і отримання конкурентноспроможної продукції, що важливо для сільськогосподарських підприємств, які функціонують в ринкових умовах.

Інтенсивна експлуатація біоенергетичного потенціалу поля веде до порушення гармонійного стану навколишнього середовища та ірраціонального використання матеріально-фінансових ресурсів під час виробництва сільськогосподарської продукції. Саме тому постійно ведеться пошук оптимальних технологій вирощування сільськогосподарських культур [1], який базується на постулатах нерозривного взаємозв'язку питань агрономії та механізації і відповідного впливу ступеня техніко-технологічного рівня розвитку конструкцій сільськогосподарських машин на ці технології. Такі технології базуються на інформації та енергетичних потоках, що мають місце під час проведення механізованих технологічних операцій у полі.

Оптимальне функціонування машинно-тракторного агрегату в полі передбачає досягнення певних результатів, які характеризуються критеріями оптимальності [2]. Наприклад, під час роботи сівалки для висіву просапних культур за критерій оптимальності виконання технологічного процесу беруть, зазвичай, такі параметри, як сталість дотримання норми висіву насіння і рівномірність розподілу насіння вздовж рядка та за глибиною залягання у ґрунті. Оцінкою цих критеріальних факторів може бути відсоток насіння, що попадає в допуск фактора [3]. Максимально точне виконання умов критеріїв оптимальності є метою оптимального функціонування агрегату. Що, з точки зору екологічності, забезпечує раціональне співвідношення впливу на навколишнє середовище і його природного потенціалу.

Природні умови виконання механізованих технологічних операцій у полі характеризуються випадковістю факторів впливаючих на перебіг таких операцій. Наприклад, під час проведення робіт із захисту рослин від шкідників та хвороб умови осідання краплин рідинних пестицидів на листостеблову поверхню рослин досить інтенсивно змінюються протягом робочого дня за рахунок зміни потужності конвективних потоків повітря і температурних режимів роботи. Подібна зміна у часі статистичних характеристик факторів обумовлює нестаціонарність умов роботи сільськогосподарських машин.

Тому, насамперед, необхідно володіти потоком інформації про протікання

технологічного процесу. Це є передумовою вибору дії по оптимізації технології взагалі і операції окремо. Так, застосування комп'ютерних систем на сівалках повинні забезпечити, на перших кроках, контроль відповідних параметрів оптимізації. Така інформація дозволить, хоча б не в реальному часі, а на зупинці налагодження сівалки в оптимальний режим роботи.

Наприклад, використання систем контролю в Полтавській області призвело до зменшення кількості протравленого насіння, яке вноситься в ґрунт на посіві цукрового буряка з 18-22 шт/м до 6-8 шт/м. Також вибір оптимального режиму роботи агрегату спричиняє менший екологічний вплив на оточуюче середовище за рахунок зменшення кількості та тривалості зупинок, а також стійких швидкісних режимів роботи трактора. Вибір цих оптимальних параметрів залежить від технічних характеристик сівалок та культур. Цей факт створює необхідні умови для механічного (ручного) обробітку сходів, що суттєво збільшує екологічність технології за рахунок суттєвого зменшення використання хімікатів або їх повного виключення.

Особливо важливим питанням постає взаємозв'язок контрольованих параметрів оптимізації не тільки з параметрами настройки сільськогосподарських машин, зокрема сівалок для точного висіву, але й з режимами роботи агрегату в цілому. Так, поєднання системи контролю висіву просапних культур з регулятором швидкості руху трактора (рис.1) дозволить, в певних межах, реагувати на зміну рівномірності висіву. Таким чином можна казати про систему часткового автоматичного управління рівномірністю внесення насіння в ґрунт.

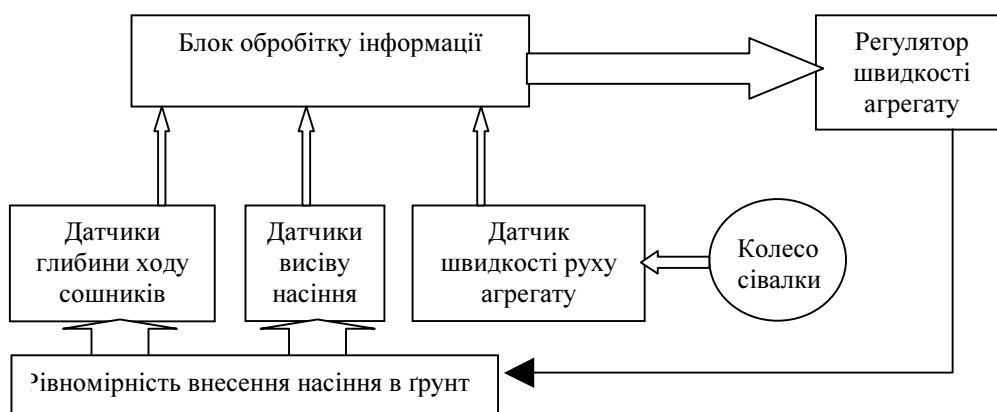


Рисунок 1 – Система регулювання рівномірності внесення насіння в ґрунт.

На рис. 2 а) зображена гістограма висіву, де в основному класі (з заданою відстанню між насіннями 14-18 см) висіяно 81 % насіння. Крайні лівий і правий класи характеризують кількість двійників і пропусків (2 і 1,25 % відповідно). Загальна сума всіх класів гістограми дорівнює 100 %. Чим крутіший пік гістограми, тим якість посіву ближче до ідеальної. Якщо всі 100 % насіння в основному класі – висів ідеальний.

На рис.2 б) зображено гістограму висіву з тими ж самими вимогами але, при збільшенні двійників і пропусків відбувається зменшення кількості насіння в основному класі. Тобто порушується рівномірність висіву насіння в рядку, що суттєво впливає на площу живлення рослини та створює вкрай невдалі умови для після сходового обробітку рослин.

І якщо зменшення кількості двійників і пропусків в деяких випадках не можливо зменшити за рахунок регулювання швидкості руху агрегату, то оптимізація внесення насіння до основного класу потребує невеликих варіацій швидкісного режиму не виходячи з обраних агротехнічних вимог на висів.

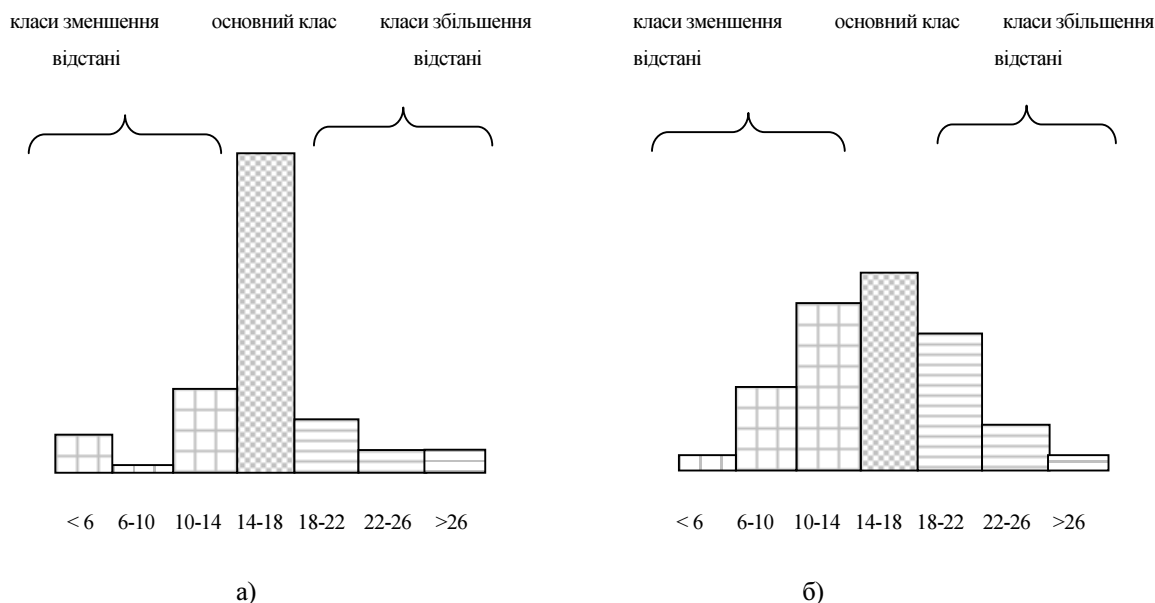


Рисунок 2 – Гістограми розподілу насіння по площі поля.

Поведінку більшості діючих на СГМ нестационарних факторів важко наперед передбачити, і тому машина працює в умовах певної невизначеності. Розробка керуючих дій для динамічного об'єкта, що працює в умовах невизначеності, лежить в основі принципу адаптації, а сам динамічний об'єкт прилаштовується до стану діючих на нього факторів. Таким чином, адаптивні динамічні об'єкти значно розширюють діапазон умов, в яких виконуваний ними технологічний процес може бути оптимальним.

Загальною рисою місцевизначеного керування технологічними процесами такими, як оранка, сівба, внесення добрив, пестицидів тощо, є не тільки задача з отримання максимального прибутку за мінімальних витрат технологічних матеріалів, але і покращання умов росту та розвитку рослин.

## Список літератури

1. Калініченко А.В., Сакало В.М., Шмиголь Ю.В. Автоматизація технологічних процесів у рослинництві – крок до екологічної безпеки аграрного виробництва // Збірник наукових праць КДТУ. – 2007. - № 19. С. 82-86.
2. Калініченко А.В. Оптимальне використання земельних ресурсів – надійний засіб досягнення збалансованості агро екосистем // Агроекологічний журнал. – 2005. – № 1. С.15-22.
3. Пат. 40984А України, А01В69/04. Пристрій для контролю характеристик сільськогосподарських матеріалів / Сакало В.М. Опубл. 15.08.2001. Бюл.№ 7.

В статье обосновывается использование компьютерных систем контроля при высева пропашных культур, что создаёт условия для уменьшения экологически опасного влияния технологий на окружающую среду.

In the article a use of computer aided control system during tilled crops sowing is grounded. Such usage could create conditions for reduction of environmentally unfriendly impact of agrarian technologies.

## Моделювання жорсткості верстата-гексапода

Наведено результати моделювання жорсткості робочого органа верстата-гексапода під навантаженням на основі розробленої віртуальної моделі. Встановлено залежність жорсткості від компоновки, конструктивних параметрів та положення робочого органа.  
**верстат-гексапод, жорсткість, навантаження, модель**

**Вступ.** Основним напрямком автоматизації багатомоделювального серійного виробництва є створення швидкопереналаджуваного технологічного обладнання з ЧПУ на основі механізмів паралельної структури, яке слід розглядати не як удосконалення існуючого технологічного обладнання, а як створення принципово нового обладнання для виконання майже усіх технологічних операцій (обробки, складання, випробування та вимірювання виробів), а також нових принципів конструювання сучасних верстатних систем.

За три останні десятиріччя запропоновано понад 100 різноманітних моделей технологічного обладнання з паралельною кінематикою, значну частину яких складають верстати-гексаподи, які реалізують формоутворюючі рухи робочого органа під час обробки поверхонь деталей за рахунок зміни довжини шести кінематичних ланок [1].

**Постановка задачі.** Точність та продуктивність обробки на верстатах-гексаподах здебільшого визначається їх жорсткістю під навантаженням. Дослідженням жорсткості верстатного обладнання з паралельною кінематикою присвячені нечисельні праці зарубіжних авторів [2, 3], які показали високу складність аналітичного розрахунку пружних переміщень механізмів паралельної структури. У відомих дослідженнях не розкриті питання залежності жорсткості від компоновки та конструктивних параметрів верстатів-гексаподів, що визначає мету і задачі роботи.

Відомі компоновочні схеми верстатів-гексаподів [1] відрізняються кількістю груп опорних шарнірів, змонтованих на несучій системі та виконавчому органі, що обумовлює різне розташування у просторі кінематичних ланок (рис. 1).

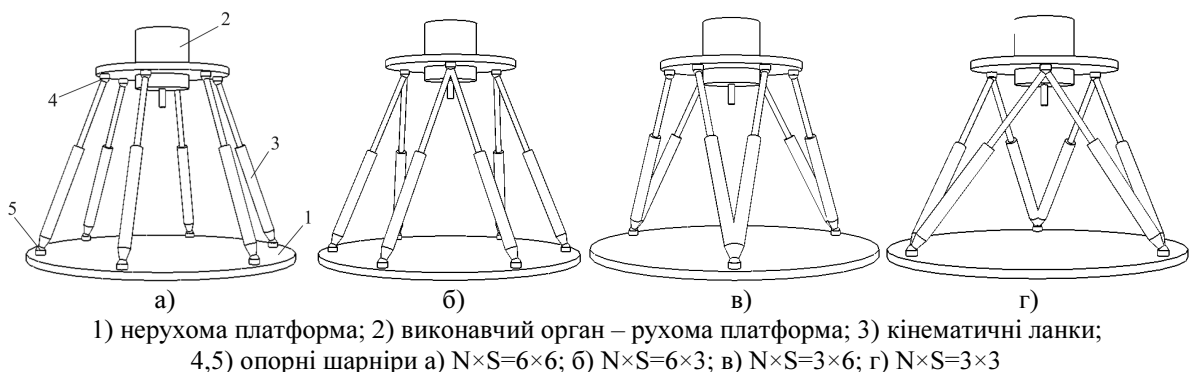


Рисунок 1 – Компоновочні схеми верстатів-гексаподів

**Віртуальна модель верстата-гексапода.** Оскільки теоретичне визначення жорсткості просторового механізму є досить складним і потребує розв'язання прямої кінематичної задачі, скористаємось для розрахунку жорсткості методом кінцевих елементів.

Для аналізу жорсткості побудовано віртуальну модель верстата-гексапода у середовищі COSMOSWorks – системі інженерного аналізу, повністю інтегрованої до програми SolidWorks. Вона забезпечує зручний розрахунок напружень, частотний аналіз, аналіз стійкості об'єктів, термічний аналіз та оптимізацію конструкцій. COSMOSWorks використовує метод кінцевих елементів – універсальний чисельний метод розрахунку інженерних конструкцій, згідно з яким конструкція розбивається на багато малих частинок простої форми, що зветься елементами. Таким чином, вирішення складної задачі аналізу конструкції замінюється на вирішення багатьох простих задач, які повинні бути розв'язані одночасно.

Загальний вигляд і габаритні розміри моделі показані на рис. 2. Шарніри для спрощення моделювання прийняті сферичними. Особливість полягає в тому, що для моделювання жорсткості опор, яка для сферичних шарнірів фірми INA складає 280...350 Н/мм [4], у спряженнях штанг з опорами рухомої та нерухомої платформ застосовані вставки з матеріалу відповідної жорсткості. Нерухома платформа закріплена за допомогою спряження «Зафіксована геометрія», до рухомої платформи прикладені навантаження у напрямках координатних осей.

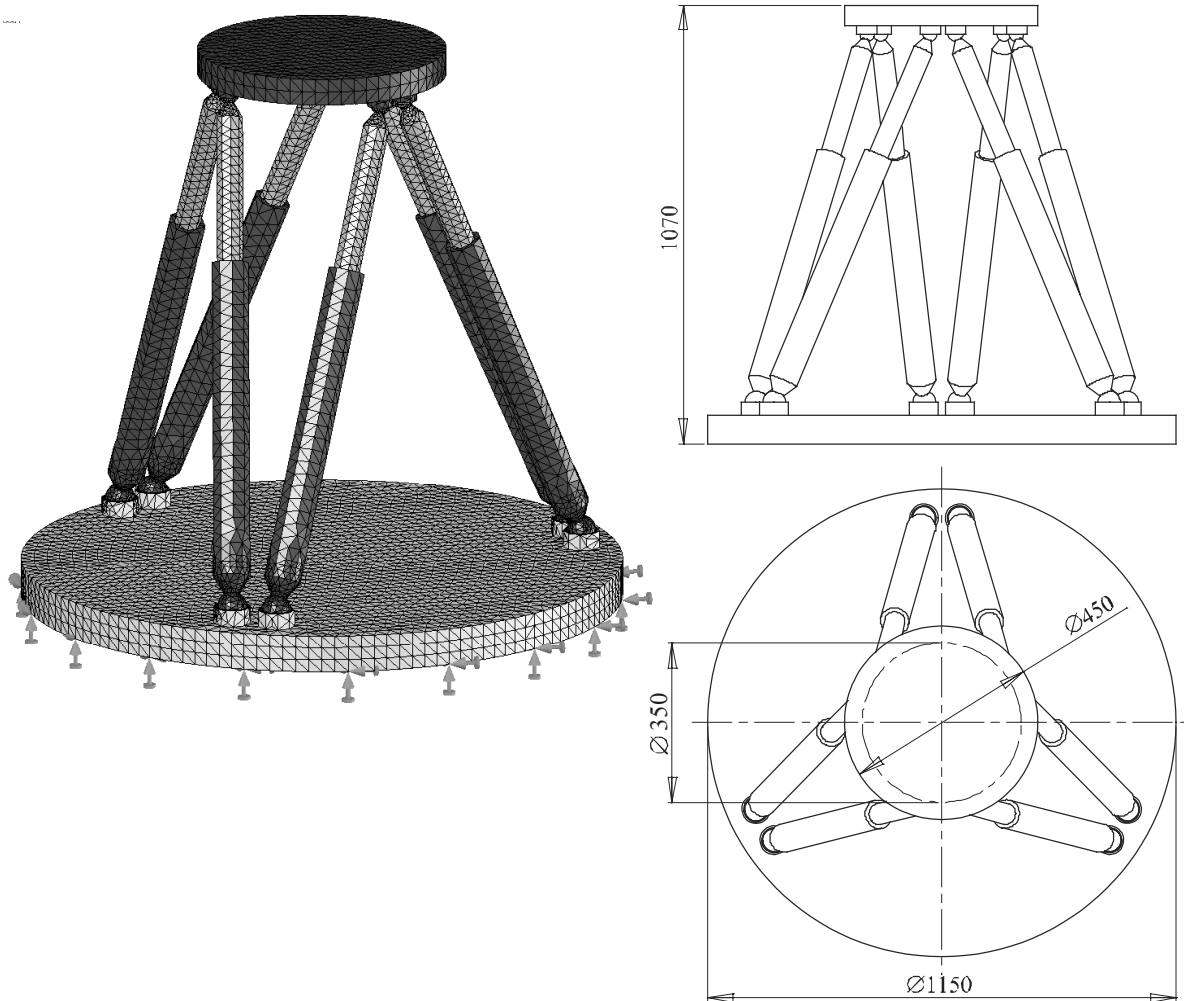


Рисунок 2 – Віртуальна модель верстата-гексапода

Порівняння компонок з точки зору жорсткості проводилось при навантаженні рухомої платформи силою 1000 Н у напрямках кожної з осей координат.

Аналіз отриманих результатів (рис. 3) показує, що мінімальна податливість спостерігається при навантаженні рухомої платформи силою вертикально згори донизу по осі Z. В даному випадку податливість приблизно однакова для всіх компонок. Мінімальні переміщення під навантаженням має компоновка 3x3, максимальне – 6x6. Таким чином, жорсткість верстата-гексапода падає при зростанні кількості груп опорних шарнірів на основі та рухомій платформі.

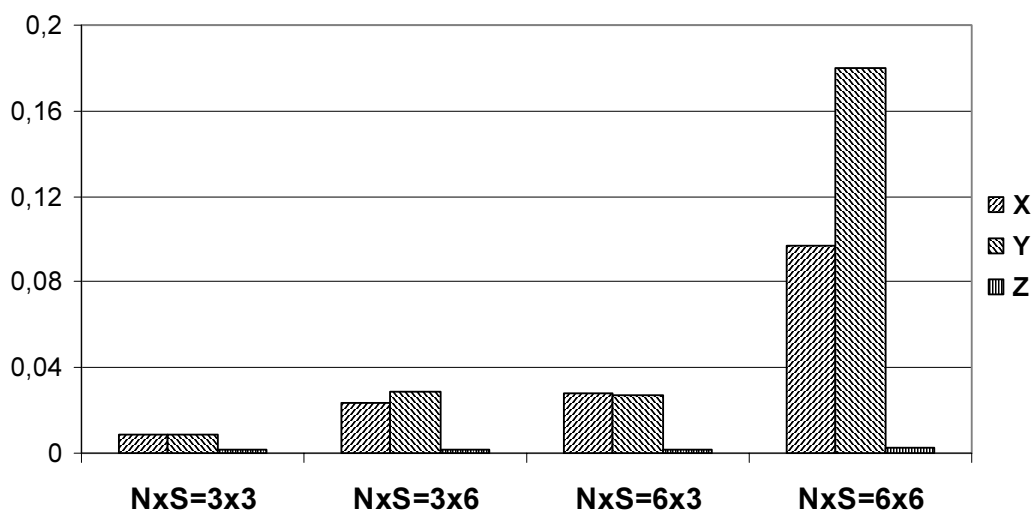
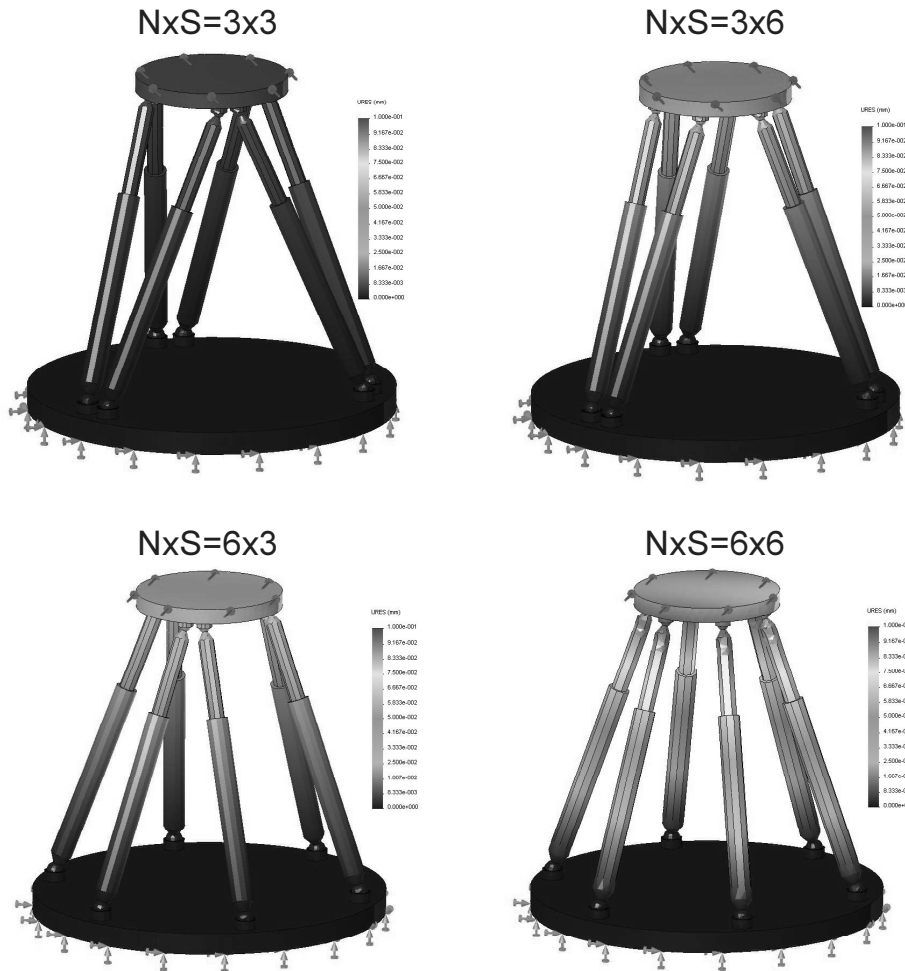


Рисунок 3 – Порівняльна податливість компонок гексаподів

**Залежність жорсткості від діаметра рухомої платформи** визначалась при навантаженні рухомої платформи силою 1000 Н у радіальному напрямку. Отримані результати показані на рис. 4. Максимальна податливість спостерігається при діаметрі рухомої платформи, приблизно рівному третині від діаметра основи. Таким чином, для збільшення жорсткості необхідно зменшувати діаметр рухомої платформи.

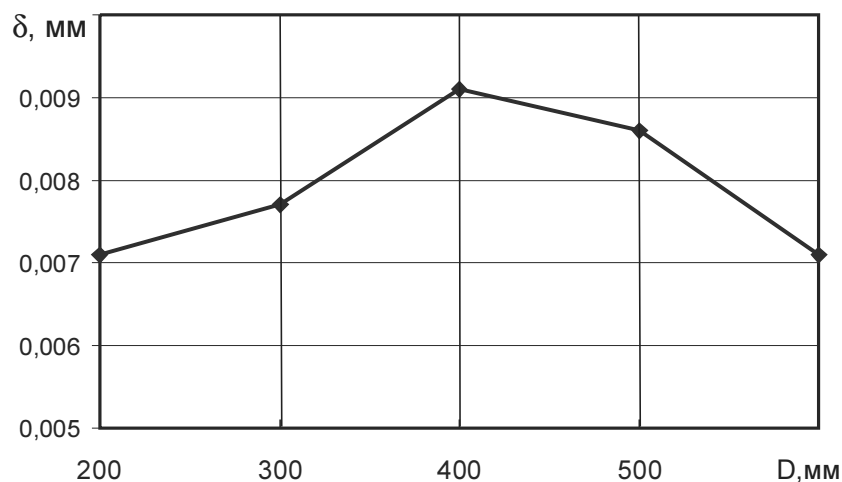


Рисунок 4 – Залежність пружних переміщень від діаметра рухомої платформи

**Розподіл жорсткості у робочому просторі гексапода.** Для дослідження жорсткості моделювалось навантаження рухомої платформи силою 1000 Н при різній її відстані від основи та різному радіальному положенні. За початкове положення прийнято відстань 1000 мм між платформами.

Залежність пружних переміщень від висоти рухомої платформи показана на рис. 5. Видно, що жорсткість значно зменшується із збільшенням довжини штанг, оскільки зростає момент радіальної сили відносно основи гексапода. При переміщенні рухомої платформи від -200 до 200 мм пружні переміщення збільшуються в 4 рази.

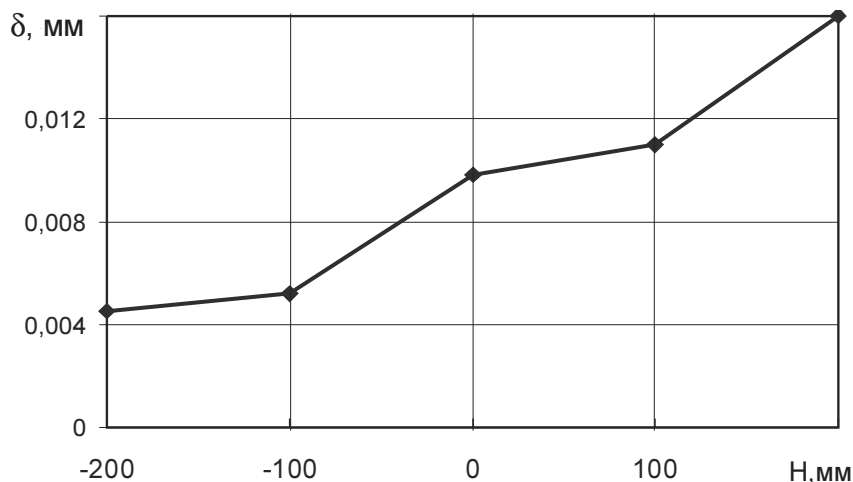


Рисунок 5 – Залежність пружних переміщень від висоти рухомої платформи

Залежність пружних переміщень від радіального положення платформи – переміщення по координаті X – моделювалась при навантаженні у напрямку осей X та Y. Результати показані на рис. 6. Аналізуючи залежності, можна зробити висновок, що переміщення при навантаженні в напрямках осей X та Y однакові, що пояснюється симетричністю просторової структури гексапода. Також жорсткість практично не залежить від радіального положення рухомої платформи.

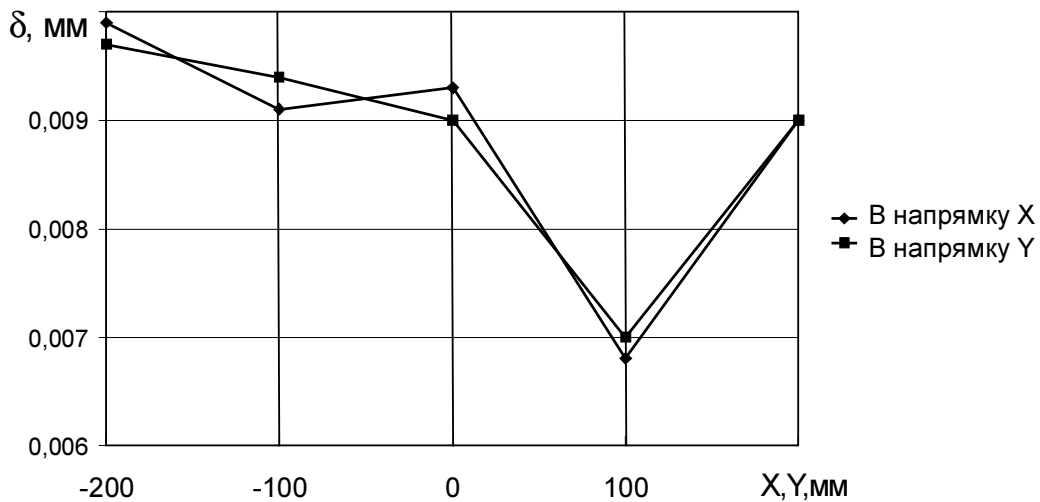


Рисунок 6 – Залежність пружних переміщень від радіального положення рухомої платформи

### Висновки та напрямки подальших досліджень:

1. Жорсткість верстата-гексапода падає при зростанні кількості груп опорних шарнірів на основі та рухомій платформі. Жорсткість компоновки 3x3 максимальна, компоновки 3x6 та 6x3 мають приблизно втричі меншу, а компоновка 6x6 – у 10-15 разів меншу жорсткість.

2. Мінімальна жорсткість верстата-гексапода спостерігається при співвідношенні діаметрів розміщення шарнірів на рухомій платформі та основі приблизно 1:3. Таким чином, при проектуванні діаметр рухомої платформи необхідно вибирати мінімальним, обмежуючи його лише розмірами шпиндельного вузла.

3. Для збільшення жорсткості гексапода необхідно намагатися розміщувати рухому платформу ближче до основи, оскільки при збільшенні відстані між платформами у півтора рази жорсткість зменшується майже в 4 рази.

4. Жорсткість гексапода майже не залежить від радіального положення рухомої платформи та напрямку радіального навантаження.

5. Потребує подальших досліджень вплив жорсткості приводів та розміщення опор рухомої платформи.

### Список літератури

1. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ / Під ред. Ю.М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
2. Gosselin C. Stiffness mapping for parallel manipulators. – IEEE Trans. Robotics Automat. – 1990. – №6. – P. 377-382.
3. 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.
4. [http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/library/downloads/bpk\\_de\\_us.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/library/downloads/bpk_de_us.pdf)

Приведены результаты моделирования жесткости рабочего органа станка-гексапода под нагрузкой на основе разработанной виртуальной модели. Установлены зависимости жесткости от компоновки, конструктивных параметров и положения рабочего органа.

The method and results of stiffness modelling of hexapode effector under the load is given, based upon the developed FEA model. The dependence of stiffness upon the configuration, design factors and the position of effector is determined.

## Застосування методу Калмана при проектуванні автоматизованих систем керування норіями

В статті розглядається задача визначення спостережності і керованості при проектуванні автоматизованих систем керування норіями із застосуванням методу Калмана. Отримані результати показують способи реалізації систем керування. Використовуючи запропонований Калманом зв'язок між параметрами сигналу і системи, складаються матриці, які дозволяють вирішити поставлену задачу. **автоматизована система, об'єкт, спостережність, керованість**

При розробці автоматизованих систем керування об'єктом важливе значення має дослідження параметрів об'єкта на спостережність і керованість. Користуючись даною інформацією розробник може вирішити вказану задачу шляхом введення допоміжних сигналів або їх виключення і без порушення структури отримати керуючу і спостережну систему.

В даній роботі пропонується використання принципу Калмана для дослідження об'єкта на спостережність і керованість лінійною стаціонарною системою рівняння якої мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} x(t) &= Ax(t) + Bg(t) \\ y(t) &= Cx \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де  $x(t)$ ,  $g(t)$ ,  $y(t)$  вектори  $nx1$ ,  $mx1$ ,  $rx1$ ;

$A, B, C$  – матриці  $(n \times n)$ ,  $(n \times m)$ ,  $(r \times n)$ .

Калман на основі зв'язку між  $x(t)$  і матрицями  $A$ ,  $B$ ,  $C$  запропонував [1] критерії спостережності і керованості систем.

Із матриць  $A, B$  і транспонованих матриць  $A^T$ ,  $C^T$  складаються матриці:

$$\begin{aligned} U &= \left\| B : AB : (A)^2 B : \dots : (A)^{N-1} B \right\| \\ V &= \left\| C^T : A^T C^T : (A^T)^2 C^T : \dots : (A^T)^{N-1} C^T \right\|, \end{aligned} \quad (2)$$

що мають  $N$  рядків і  $mN$  стовпчиків, де  $N$  – порядок системи і кількість регульованих величин в матриці  $Y(t)$ .

Система є повністю керованою, якщо ранг матриці  $U$  дорівнює  $N$  і повністю спостережною, якщо ранг матриці  $V$  рівний  $N$ .

Для визначення структурних умов керованості і спостережності по Калману вектор  $x$  системи (1) представимо у вигляді двох субвекторів:

$$\begin{aligned} x &= (x_{(1)}, x_{(2)}); \\ \dot{x}_{(1)} &= f_{(1)}(x_{(1)}, x_{(2)}, U, t); \\ \dot{x}_{(2)} &= f_{(2)}(x_{(1)}, x_{(2)}, U, t); \\ z &= h(x_{(1)}, x_{(2)}, U, t). \end{aligned} \quad (3)$$

В цьому випадку структурні умови керованості і спостережності згідно з критерієм Калмана, полягають у тому, що матриці  $A, B$  і матриці – стовпчики  $X, U$  записують в блочному вигляді:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{(1)} \\ \dot{x}_{(2)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{(11)} & A_{(12)} \\ A_{(21)} & A_{(22)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{(1)} \\ x_{(2)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{(11)} & B_{(12)} \\ B_{(21)} & B_{(22)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{(1)} \\ U_{(2)} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

або

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_{(1)} &= A_{(11)}x_{(1)} + A_{(12)}x_{(2)} + B_{(11)}U_{(1)} + B_{(12)}U_{(2)} \\ \dot{x}_{(2)} &= A_{(21)}x_{(1)} + A_{(22)}x_{(2)} + B_{(21)}U_{(1)} + B_{(22)}U_{(2)} \end{aligned} \right\}. \quad (5)$$

Якщо серед всіх можливих розбиттів на блоки існує таке, при якому:  $A_{(12)}, B_{(11)}, B_{(12)}=0$ , то система (4) не зовсім керована і спостережна згідно з Калманом. Умова (2) в цьому випадку:

$$U = \|BAB\| = \text{rank} \begin{bmatrix} 0 & 0 & A_{(11)} & 0 \\ B_{(21)} & B_{(22)} & A_{(21)} & P_{(22)} \end{bmatrix} \langle n. \quad (6)$$

Структурна схема такої системи представлена на рис.1

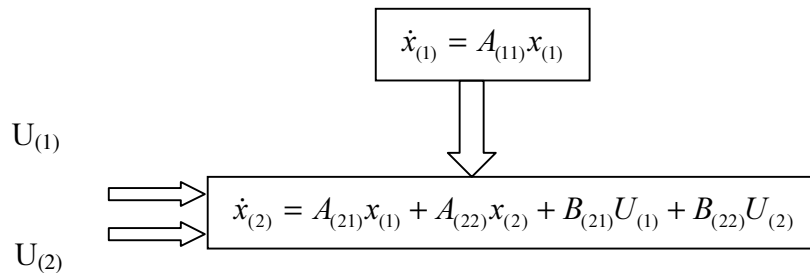
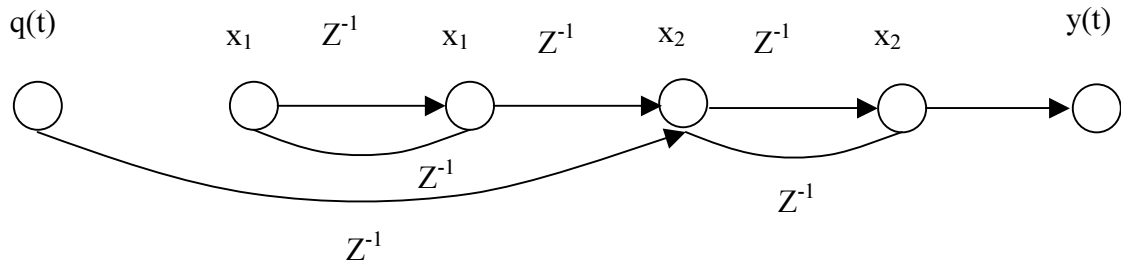
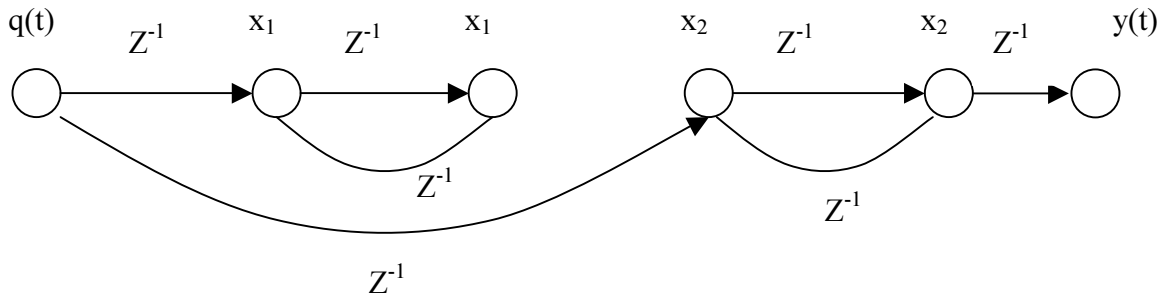


Рисунок 1 – Структурна схема не повністю керованої і спостережимої системи

Із схеми (рис.1) видно, що система не керована по  $\dot{x}_{(1)}$ . На рис. 2 представлені графи стану відповідної системи.



а) не повністю керована система керування



б) не повністю спостережима система керування

Рисунок 2 – Графи стану системи керування

Застосуємо дане положення до проектування системи керування норіями структурна схема якої [2] представлена на рис.3:

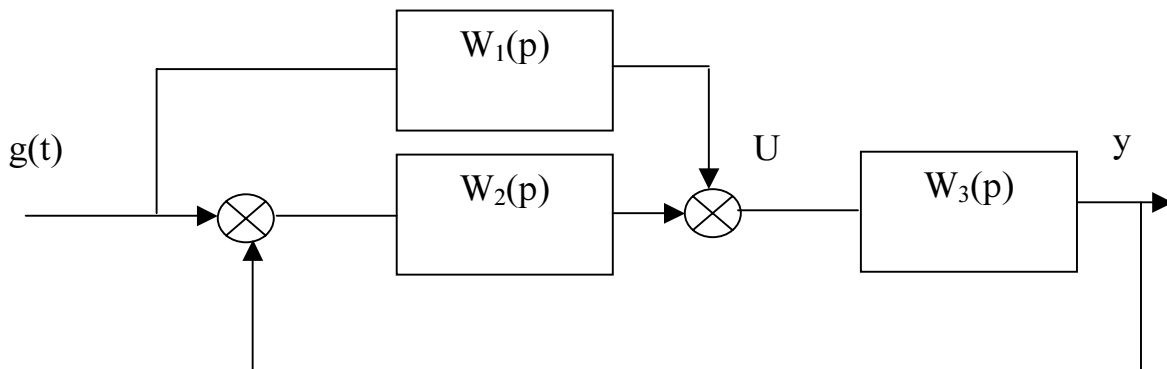


Рисунок 3 – Структурна схема системи автоматизованого керування технологічним процесом переміщення зерна

$$W_1 = \frac{p}{(p+b)(p+c)}; W_2 = \frac{a}{(p+b)(p+c)}; W_3 = \frac{1}{p+a}, \quad (7)$$

де  $a, b, c$  – параметри об'єкта, що досліджується.

Для дослідження даної системи на керованість і спостережність представимо її у вигляді одновірної системи (рис.4):

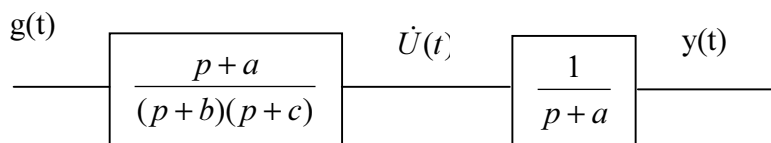


Рисунок 4 – Одновірна система керування норіями

Розглянемо властивості цієї системи з позиції спостережності і керованості. Диференціальне рівняння системи має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} [p^2 + (b+c)p + bc]u &= (p+a)g \\ (p+a)y - u &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Введемо нові змінні (субвектори)

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= u \\ x_1 &= (b+c)x_2 + \dot{x}_2 - g \\ x_3 &= y \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Система в просторі станів

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= 0 - bcx_2 + 0 + ag \\ \dot{x}_2 &= x_1 - (b+c)x_2 + 0 + g \\ \dot{x}_3 &= 0 + x_2 - ax_3 + 0 \\ y &= x_3 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

В цьому випадку система (1)

$$x(t) = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix} \quad A = \begin{pmatrix} 0 - bc & 0 \\ 1 - (b+c) & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad C = 1.$$

Складемо матриці U та V у відповідності з (2) і знайдемо, що визначник:

$$|U| = \begin{vmatrix} a - bc & bc(b+c-a) \\ 10 & -bc \\ 01 & -(b+c) \end{vmatrix} = 0.$$

Так як один із мінорів другого порядку  $U_{13} = 1 \neq 0$ , то ранг матриці рівний 2. Із цього слідує, що система не повністю керована, тобто керуючий сигнал  $g(t)$  діє тільки на дві координати із трьох. В той же час визначник

$$|V| = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & -(a+b+c) \\ 1 & -a & a^2 \end{vmatrix} \neq 0.$$

Звідки слідує, що ранг матриці рівний 3 і система є повністю спостережною.

На основі отриманих в даній роботі результатів пропонується два шляхи створення автоматизованої системи керування переміщенням зерна норіями:

- на основі дослідження встановити закономірність зміни збурень  $x_1(t)$  і за рахунок введення додаткових зв'язків одержати керовану автоматизовану систему переміщення зерна норіями;

- на основі визначення моментів і інтервалу дії  $x_1(t)$ , зменшувати на цей час керуючий сигнал  $g(t)$ .

Перший шлях це нове направлення в проектуванні норій і потребує зміни їх конструкції. Тому для діючих норій пропонується використовувати другий шлях.

## Список літератури

1. Kalman R.E. A new approach to linear filtering and prediction problem. //Journ. Of Basic Engineering. – 1960. - № 1. - P. 35-45.
2. Ю. И. Топчиев Атлас для проектирования систем автоматического регулирования: Учебное пособие для вузов.- М.: Машиностроение, 1989.-752 с.

Статья посвящена проектированию автоматизированных систем управления нориями с применением метода Калмана.

The article is devoted planning of automated control the system by norias with the use of method of Kalmana.

## Аналізу стану та перспективи розвитку політики енергозбереження в цивільній авіації

В роботі було проведено аналіз фактичного споживання електричної енергії та чотирьох крупних аеропортів України, таких як Бориспіль, Сімферополь, Донецьк та Львів за період з 2002 по 2007 роки та розраховані питомі витрати електричної енергії на відправлення пасажирів та вантажу розрахунково – статистичним методом на основі фактичних даних.

**електрична енергія , витрати енергії, питомі витрати, аеропорти**

### Вступ

Виробництво та споживання енергії є необхідною умовою розвитку і найважливішим компонентом економіки на всіх етапах її розвитку. Світоглядний переворот, як і його економічні передумови, викликані енергетичною кризою 70-их років, помітно деформували зв'язок між економічним ростом і споживанням паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР). Вирішенням глобальної енергетичної кризи стало заощадження енергії.

Досвід розвинутих країн і власний досвід України вказують на необхідність державного регулювання процесів енергозбереження. Політика енергозбереження в Україні є важливим чинником впливу на її енергетичну безпеку, стабільне забезпечення виробництва та населення ПЕР.

### Постановка задачі

Актуальністю тематики є реалізація політики енергозбереження для аеропортів України, як для підприємства із зростанням споживання електричної енергії, що пояснюється забезпеченням якісного функціонування.

Поряд із рядом підприємств, аеропорт є невід'ємною часткою об'єктів, які для якісного функціонування та задоволення усіх потреб споживачів використовують ПЕР.

Аеропорт - багатофункціональне транспортне підприємство, що є наземною частиною авіаційної транспортної системи, яка забезпечує зліт і посадку повітряних суден та їх наземне обслуговування, прийом і відправлення пасажирів, багажу, пошти і вантажів, а також створює необхідні умови для функціонування авіакомпаній, державних органів регулювання авіаційної, митної та іншої діяльності, сприяє діловій активності, спрямованій на поліпшення рівня обслуговування пасажирів і забезпечення економічної стабільності аеропорту.

Умовно аеропорт розглядають як виробничу систему, яка складається з аеродромного, аеронавігаційного, перроного та аеровокзального комплексів, а також допоміжних підрозділів (наземні споруди, обладнання), що забезпечують їх функціонування.

Окрім обслуговування, авіаційних перевезень та з'єднання авіаційного з наземними видами транспорту, аеропорти виконують низку специфічних функцій, серед яких [1] :

- забезпечення міжнародних політичних і ділових зв'язків держави;
- підтримання міжнародного престижу і укріплення позицій держави на шляху до Європейської інтеграції;

- забезпечення загальної безпеки, яка впливає зі статусу аеропортів, як об'єктів подвійного призначення, а також екологічної безпеки;
- генерація ділової активності та примноження робочих місць у регіонах;
- забезпечення експлуатантів необхідною метеорологічною інформацією, наданою службами (підрозділами) Держгідромету, або іншими постачальниками метеоінформації на договірних засадах та ін.;
- оренда приміщень, територій, обладнання, майна;
- тепло-, електрозабезпечення та водопостачання об'єктів на території аеропорту;
- послуги із зберігання вантажів на складах;

В Україні функціонує 34 аеропортів, з них 7 – аеропорти державного та регіонального значень (Бориспіль, Дніпропетровськ, Донецьк, Львів, Одеса, Сімферополь, Харків) та інші [2].

У 2007 році з аеропортів України було відправлено більше ніж 7,5 млн. пасажирів та більше 50 тис. т вантажу і пошти. На долю найбільшого національного аеропорту Бориспіль припадає 73 % перевезень на інші регіональні аеропорти 22, 9%.

### Мета роботи

Метою роботи є підвищення ефективності використання енергетичних носіїв в аеропортах. Досягнення поставленої мети вимагає вирішення таких задач:

- аналіз фактичного споживання електричної енергії аеропортів;
- отримання науковообґрунтованих норм енергоспоживання авіаційних підприємств.

Об'єктом дослідження є аеропорти України як багатофункціональне транспортне підприємство, що є наземною частиною авіаційної транспортної системи, яке споживає енергоносії для забезпечення зльоту і посадки повітряних суден та їх наземне обслуговування, прийому і відправлення пасажирів, багажу, пошти і вантажів.

Для вирішення задач застосовуватимуться розрахунково - статистичний метод визначення норм питомих витрат ПЕР.

### Об'єми перевезень та споживання електроенергії аеропортами

Авторами статті було здійснено збір фактичних даних та проведено аналіз електроспоживання та його зв'язок із об'ємами виконаних перевезень 4-ох крупних аеропортів України: Бориспіль, Сімферополь, Донецьк, Львів. В табл.1 приведені дані по споживанню електричної енергії та кількість відправлених пасажирів, вантажу та обслуговуваних рейсів.

**Міжнародний аеропорт Бориспіль** являється найбільшим аеропортом України. Він приймає регулярні рейси 38 іноземних та 32 українських авіакомпаній [3], обслуговує за добу близько 10 тис. пасажирів на виліт на приліт (влітку ця цифра збільшується до 15 тисяч). За 2007 рік було обслуговано майже 6 млн. пасажирів.

На основі приведених даних табл.1, можна зробити наступні висновки:

- в аеропорту Бориспіль об'єми перевезень збільшуються щорічно. Так, за 6 років кількість:
  - відправлених пасажирів зросла більше, ніж у 3 рази;
  - обслугованих рейсів – у 2,5 рази;
  - відправлений вантаж – у 2,5 рази.
- збільшення об'ємів виконаних перевезень призвело до **збільшення споживання електричної енергії лише у 1,45 рази**, що свідчить підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів.

Аналіз питомого споживання на 1 одиницю продукції буде проведено далі.

Таблиця 1 – Дані по перевезенням та споживанню електричної енергії аеропортів протягом 2002-2007 рр..

№ п/п	Аеропорт	Показники	Роки					
			2002	2003	2004	2005	2006	2007
1	ДП «МА «Бориспіль»	W*, *10 <sup>6</sup> кВт*год	11,73	13,69	14,36	14,84	16,28	17,1
		П*, тис. пас.	1 806	2 361	3 168	3 933	4 625	5 674
		Р*, од.	35 859	47 477	58 374	67 146	79 076	83 726
		В*, т	11 750	16 115	21 054	25 743	27 719	29 730
2	РП «МА «Сімферополь»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	4,74	5,02	4,55	4,74	4,99	5,0
		П, тис. пас.	179,3	226,4	307,3	311,2	314,9	318,17
		Р, од.	4 617	5 265	6 199	5 659	5 914	5 952
		В, т	564,2	642,9	736,2	532,4	673,5	680,3
3	КП «МА Донецьк»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	3,83	4,22	1,8	1,73	1,71	2,1
		П, тис. пас.	103,6	133,8	170,3	202,2	240,7	287,2
		Р, од.	3 245	4 256	5 010	4 793	5 485	6 023
		В, т	129,5	144,4	145,4	205,7	160,8	142,2
4	ДП «МА «Львів»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	2,27	2,43	2,2	2,04	1,8	1,6
		П, тис. пас.	53,6	69,4	95,9	114,5	134,7	205,8
		Р, од.	2 166	2 973	3 263	3 328	3 822	4 559
		В, т	94,5	154	37,9	272,6	195,9	270,5

- \* W- об'єм споживаної електроенергії;  
 П- кількість відправлених пасажирів;  
 Р- кількість обслугованих рейсів;  
 В – кількість відправленого вантажу.

**Державний міжнародний аеропорт "Сімферополь"** є південним центром авіаційних перевезень. За об'ємами авіаперевезень, аеропорт Сімферополь займає друге місце в Україні. На даний момент аеропорт має дві злітно-посадочні смуги, міжнародний сектор аеропорту має пропускну можливість 250 чол./год [4].

По фактичним даним діяльності аеропорту за період 2002-2007 рр.. маємо наступне:

- в аеропорту Сімферополь об'єми перевезень збільшуються повільно. За останні 6 років кількість:
  - відправлених пасажирів зросла майже у 2 рази;
  - обслугованих рейсів – у 1,3 рази;
  - відправлений вантаж – у 1,2 рази.
- споживання електричної енергії збільшилось лише у 1,1 рази, що зумовлює поступове застосування енергозберігаючих заходів аеропорту.

**Міжнародний аеропорт Донецьк** забезпечує авіаперевезення на Сході України [5]. Не зважаючи на невелику територію (26, 5 тис.км), Донецька область має найбільшу кількість населення серед усіх областей України (майже 5 млн.чол.), що

пов'язано із розвитком промисловості і цей факт зумовлює кількісні об'єми перевезень (до 300 тис.пас.)

По приведеним даним можна зробити наступні висновки:

- за 6 років об'єми перевезень збільшилися майже у 2 рази;
- споживання електричної енергії, у порівнянні з попередніми аеропортами, зменшилось майже у 2 рази, що засвідчує серйозну роботу аеропорту, направлену на раціональне використання електроенергії.

**Міжнародний аеропорт «Львів»** є важливим авіатранспортним вузлом на Заході України. Він забезпечує повітряне сполучення зі Львова у різні регіони України та світу. Добре розвинута мережа туристичних та оздоровчих об'єктів регіону, великі промислові підприємства та наявність наукових і освітянських центрів зумовлюють рентабельну діяльність аеропорту [6]. За останній рік було відправлено більше, ніж 200 тис. пасажирів та близько 300 т вантажу.

Геоелекономічне розміщення аеропорту у курортно – рекреаційних зонах Українських Карпат сприяє подальшому розвитку авіаційно – транспортних сполучень з Європою, країнами Східної Азії, Росії тощо.

За даними табл. 1 можна зробити наступні висновки:

- в аеропорту Львів очевидні значні величини об'ємів перевезень. Так, за 6 років кількість:
  - відправлених пасажирів зросла майже у 4 рази;
  - обслугованих рейсів – у 2,1 рази;
  - відправлений вантаж – приблизно у 3 рази.
- споживання електричної енергії зменшилось на 70%, що забезпечує економне споживання енергетичних ресурсів без впливу на виробничу діяльність авіапідприємства.

Виходячи із загальної динаміки зміни об'ємів перевезень та споживання електричної енергії по чотирьом аеропортах, можна зробити наступні **попередні висновки**:

- для всіх аеропортів впродовж 2002-2007 рр.. спостерігається стійкий зріст об'ємів виконаних перевезень;
- лише в двох аеропортах (Бориспіль, Сімферополь) збільшення об'ємів перевезень викликає зростання споживання електроенергії;
- в аеропортах Донецьк та Львів очевидне зниження споживання електричної енергії, що може пояснюватись наявністю суттєвих резервів економії енергії.

**Аналіз питомих витрат електричної енергії в аеропортах**

**Питомі витрати паливно - енергетичних ресурсів** – величина споживання енергії на одиницю виробленої продукції, виконаних робіт або наданих послуг встановленої якості у конкретних умовах виробництва [7].

В Україні ще за часів бувшого Радянського Союзу для оцінки та контролю ефективності використання енергетичних ресурсів у всіх галузях промисловості застосовувалась система нормування питомих витрат енергії. Для досягнення цієї мети були розроблені та затверджені методичні матеріали по нормуванню питомих витрат паливно - енергетичних ресурсів, по встановленню, затвердженню та контролю виконання відповідних норм для підприємств різних галузей виробництва, житлово – комунального господарства та бюджетної сфери.

Для розрахунку норм витрат ПЕР застосовують наступні методи [8]:

**Розрахунково - аналітичний.** Цей метод передбачає визначення норм питомих витрат ПЕР шляхом обчислення виробничого споживання їх за статтями витрат на

основі прогресивних показників використання у виробництві, а також запланованих заходів з економії ПЕР.

**Експериментальний (дослідний).** Норми ПЕР визначаються на підставі даних, отриманих у результаті випробувань технологічного та енергетичного обладнання (експериментальних вимірювань) з урахуванням запланованих заходів з економії ПЕР.

**Розрахунково - статистичний.** Використовують статистичні дані про фактичні витрати електроенергії та про чинники, що впливають на величину її питомих витрат у виробництві.

**Комбінований.** Цей метод поєднує в собі експериментальний та розрахунково - аналітичний методи визначення норм питомих витрат ПЕР.

Нормування питомих витрат ПЕР на авіаційному транспорті здійснюється з метою забезпечити раціональне їх використання, що складає основу економічного механізму енергозбереження. Також дані можуть бути використані для прогнозування обсягів споживання ПЕР в об'єднаннях, авіакомпанія і галузі в цілому.

Автори статті знайшли **єдиний** офіційний документ для авіаційної галузі «Методичні рекомендації з нормування питомих витрат паливно - енергетичних ресурсів на авіаційному транспорті», який було розроблено Галузевою науково - дослідною лабораторією з питань енергозбереження та екологічної безпеки при інституті Украеропроект та затверджено Державною авіаційною адміністрацією у 2000 році. В Методичних рекомендації запропоновані норми питомих витрат в авіаційному транспорті на основні виробничих процесів галузі, а саме: авіаперевезення пасажирів та вантажу, обслуговування повітряних суден (ПС), пасажирів та багажу в аеропортах [9]. Відповідно до цього документу визначені наступні питомі норми:

- внутрішньогалузева питома норма витрат електричної енергії на обслуговування 1 пасажир становить – 20,33 кВт\*год/1 пас;
- внутрішньогалузева питома норма витрат електричної енергії на обслуговування 1 т вантажу становить – 3385,2 кВт\*год/1 т;
- внутрішньогалузева питома норма витрат електричної енергії на обслуговування 1 рейсу становить – 532,11 кВт\*год/1 рейс.

На основі приведених статистичних даних, приведених у першому розділі, застосовуючи розрахунково - статистичний метод нормування питомих витрат ПЕР, визначимо норми витрат ПЕР для даних аеропортів та порівняємо із внутрішньогалузевими показниками. Дані розрахунків зведені у табл. 2-4 та на основі них побудовані графіки зміни питомих витрат електричної енергії на основні види діяльності аеропортів (рис. 1-3)

Проаналізуємо приведені дані:

– **зміна питомих витрат електричної енергії на обслуговування 1 пасажир:**

1) впродовж 2002-2007 рр.. питома споживання електричної енергії на відправку 1 пасажир має тенденцію до зниження у всіх аеропортах, окрім «провалу» у 2004 році в аеропорту «Сімферополь», що потребує додатково аналізу. В аеропорту «Бориспіль» питомі витрати зменшились більше, ніж у 2 рази, а в аеропорту «Львів» - у 7 разів. Причиною такого спаду є значний потенціал в галузі економії енергозбереження та (або) налагодження контролю за споживання електричної енергії;

2) в трьох аеропортах (окрім аеропорту «Львів») спостерігається стабілізація значення питомих витрат електричної енергії за останні три роки, але на різних рівнях. Мінімальне значення питомих витрат електричної енергії на обслуговування 1 пасажир зафіксоване у 2007 році для аеропорту «Бориспіль» і складає майже 3 кВт\*год/1 пас., а максимальне значення в аеропорту «Сімферополь» - 15, 73 кВт\*год/1 пас. (суттєва різниця у 5 разів є підґрунтям для окремого дослідження).

3) значення питомих витрат електричної енергії на обслуговування 1 пасажиром для розглянутих аеропортів суттєво відрізняється від внутрішньогалузевого значення рівного 20,3 кВт\*год/1 пас. Виходячи з цього можна зробити висновки, що величина внутрішньогалузевої норми, розрахованої у 2000 році застаріла і потребує перегляду.

Таблиця 2 – Аналіз авіаперевезень пасажирів аеропортів та їх питомі витрати електроенергії на 1 пасажиром

№ п/п	Аеропорт	Показники	Роки						Внутрішньогалузева норма, кВт*год/1 пас.
			2002	2003	2004	2005	2006	2007	
1	ДП «МА «Бориспіль»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	11,73	13,69	14,36	14,84	16,28	17,1	20,33
		П, тис. пас.	1806,6	2361,5	3168,8	3933,0	4625,0	5674,5	
		питомі витрати, кВт*год/1 пас.	6,49	5,8	4,53	3,77	3,52	3,01	
2	РП «МА «Сімферополь»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	4,74	5,02	4,55	4,74	4,99	5,0	
		П, тис пас.	179,3	226,4	307,3	311,2	314,9	318,17	
		питомі витрати, кВт*год/1 пас.	26,43	22,2	14,82	15,24	15,86	15,73	
3	КП «МА До-нецьк»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	3,83	4,22	1,84	1,73	1,71	2,11	
		П, тис пас.	103,6	133,76	170,3	202,2	240,7	287,2	
		питомі витрати, кВт*год/1 пас.	36,95	31,55	10,8	8,54	7,12	7,35	
4	ДП «МА «Львів»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	2,27	2,43	2,2	2,04	1,8	1,6	
		П, тис пас.	53,6	69,4	95,9	114,5	134,7	205,8	
		питомі витрати, кВт*год/1 пас.	42,29	35,03	22,9	17,8	13,26	7,8	

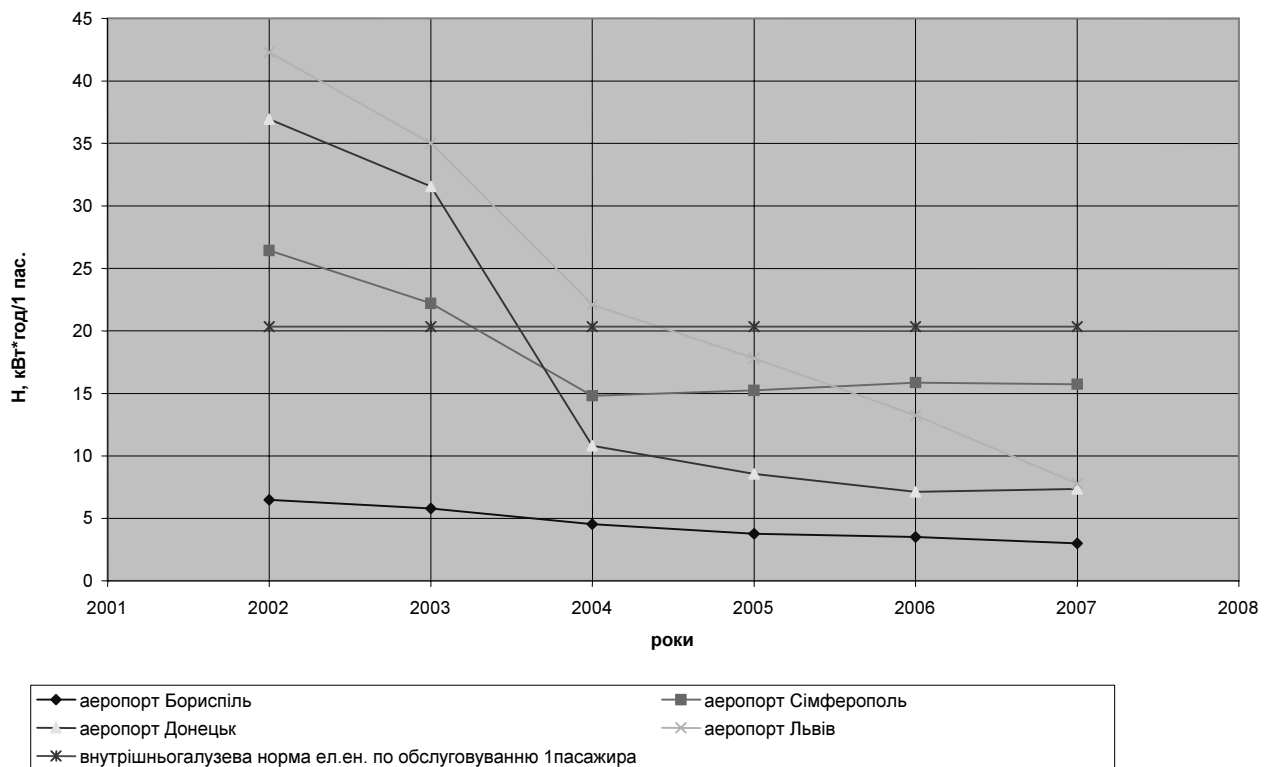


Рисунок 1 – Питомі витрати електричної енергії на обслуговування пасажирів

• **зміна питомих витрат електричної енергії на обслуговування 1 рейсу:**

1) питоме споживання електричної енергії на обслуговування 1 рейсу за останні 6 років має тенденцію до зниження у всіх аеропортах. В аеропорту «Бориспіль» питомі витрати зменшилися майже у 2 рази, а в аеропорту «Львів» - у 3 рази та аеропорту «Донецьк» - більше, ніж у 3 рази;

2) помітна стабілізація значень питомих витрат електричної енергії за останні три роки, але на різних рівнях, лише для аеропорту «Львів» значення питомих витрат електричної енергії з кожним роком змінюється з спадним ефектом. Мінімальне значення питомих витрат електричної енергії на обслуговування 1 рейсу - 204,2 кВт\*год/ 1 рейс (аеропорт «Бориспіль»), максимальне значення – 840,72 кВт\*год/1 рейс (аеропорт «Сімферополь»)

3) значення питомих витрат електричної енергії на обслуговування 1 рейсу для аеропорту «Сімферополь» не дивлячись на спадний характер все ж таки перевищує значення внутрішньогалузевої норми питомих витрат (532,11 кВт\*год/1 рейс) майже у 2 рази. Отже, аеропорт «Сімферополь» підлягає окремому аналізу;

4) приведені дані питомих витрат електричної енергії аеропортів «Львів», «Бориспіль» та «Донецьк», окрім аеропорту «Сімферополь» менші за внутрішньогалузеву норму питомих витрат, а отже цей факт має бути переглянуте з попереднім дослідженням діяльності аеропорту «Сімферополь» та з'ясування суттєвих відмінностей.

Таблиця 3 – Аналіз обслуговуваних рейсів аеропортів та їх питомі витрати електроенергії на 1 рейс

№ п/п	Аеропорт	Показники	Роки						Внутрішньогалузева норма, кВт*год/1 рейс
			2002	2003	2004	2005	2006	2007	
1	ДП «МА «Бориспіль»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	11,73	13,69	14,36	14,84	16,28	17,1	532,11
		P, од.	35859	47477	58374	67146	79076	83726	
		питомі витрати, кВт*год/1 рейс	326,98	288,28	246,0	221,02	205,9	204,2	
2	РП «МА «Сімферополь»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	4,74	5,02	4,55	4,74	4,99	5,0	
		P, од.	4617	5265	6199	5659	5914	5952	
		питомі витрати, кВт*год/1 рейс	1026,59	954,32	734,66	838,27	844,33	840,72	
3	КП «МА Донецьк»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	3,83	4,22	1,84	1,73	1,71	2,11	
		P, од.	3245	4256	5010	4793	5485	6023	
		питомі витрати, кВт*год/1 рейс	1179,96	991,6	367,64	360,28	312,65	350,64	
4	ДП «МА «Львів»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	2,27	2,43	2,2	2,04	1,8	1,6	
		P, од.	2166	2973	3263	3328	3822	4559	
		питомі витрати, кВт*год/1 рейс	1047,21	817,72	674,16	613,4	467,2	352,4	

• **зміна питомих витрат електричної енергії на відправлення 1 т вантажу:**

1) у порівнянні з вище розглянутими значеннями питомих витрат, величини питомих витрат електричної енергії на відправлення 1 т вантажу перевищують внутрішньогалузеву норму в трьох аеропортах, лише питомі витрати аеропорту «Бориспіль» мають стабільний характер та у 6 разів менші за встановлену норму. Для аеропортів «Львів» та «Донецьк» прослідковується падіння показників питомих витрат, відповідно у 4 та у 2 рази. Питомі витрати електричної енергії аеропорту «Сімферополь» стабільні з незначною зміною впродовж 6 років;

2) оскільки відправлення вантажу є складовою обслуговування рейсів в цілому, значення питомих витрат яких не перевищує відповідну внутрішньогалузеву норму (окрім аеропорту «Сімферополь»), що може пояснюватись специфікою обрахунку питомих витрат і дослідження цього напрямку на майбутнє;

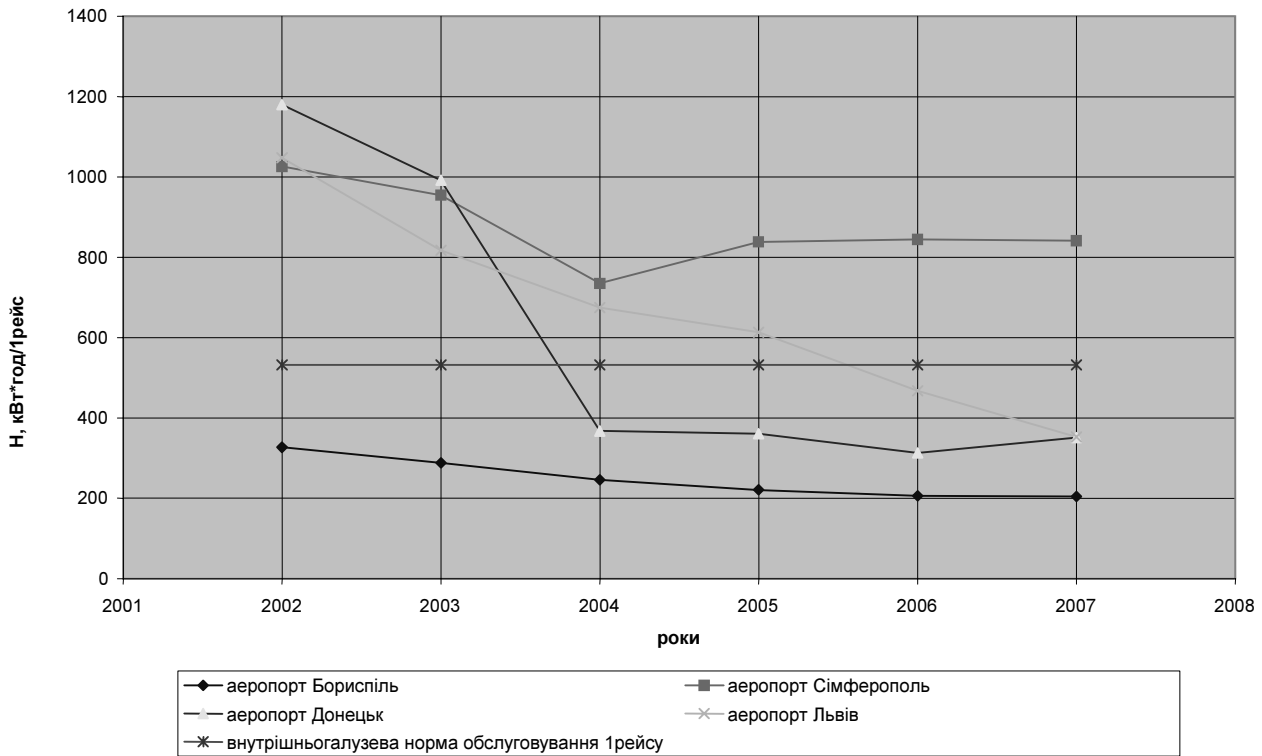


Рисунок 2 – Питомі витрати електричної енергії обслуговування 1 рейсу

3) значення питомих витрат електричної енергії на обслуговування 1 т вантажу для розглянутих аеропортів підлягає глобальному аналізу та з'ясування у відповідних службах аеропортів вірогідності наданих фактичних даних, так як можливе не розділення величини обробленого вантажу, що може поєднувати в собі відправку та розвантаження вантажу.

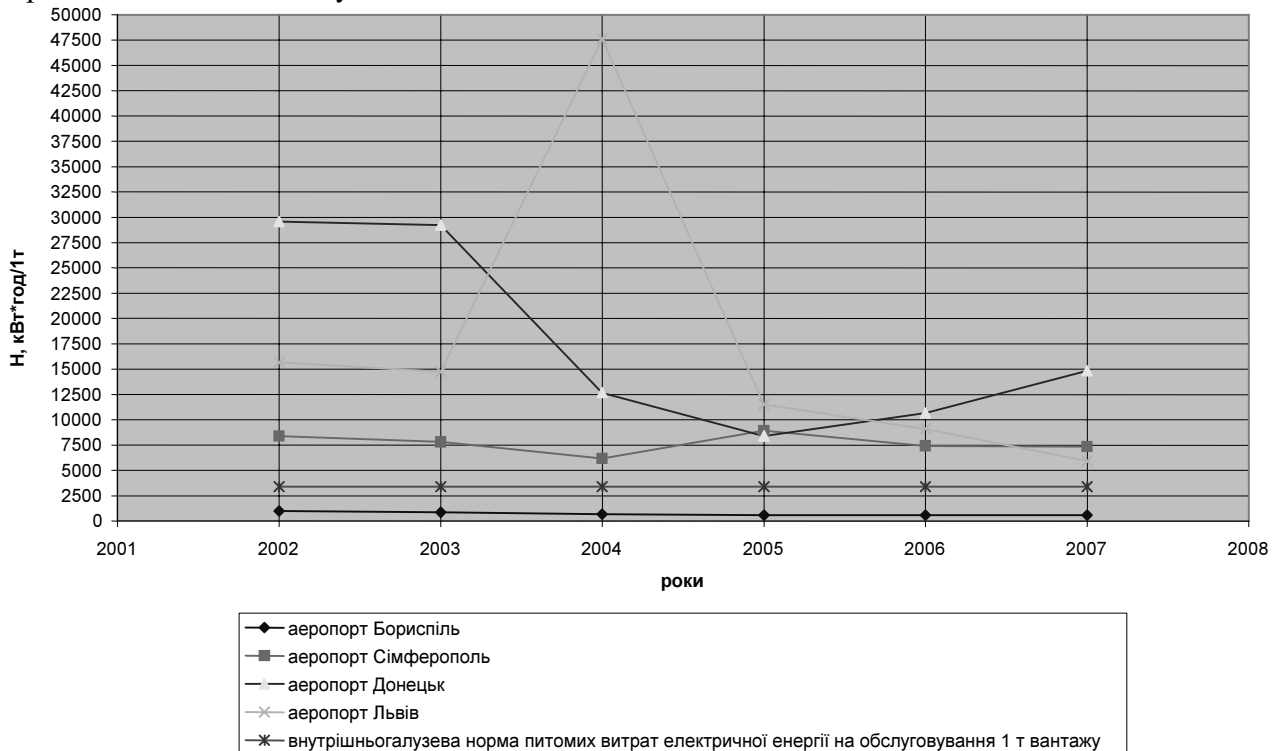


Рисунок 3 - Питомі витрати електричної енергії на обслуговування 1 т вантажу

Таблиця 4 – Аналіз авіаперевезень вантажу аеропортів та їх питомі витрати електроенергії на 1 т вантажу

№ п/п	Аеропорт	Показники	Роки						Внутрішньогалузева норма, кВт*год/1 т
			2002	2003	2004	2005	2006	2007	
1	ДП «МА «Бориспіль»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	11,73	13,69	14,36	14,84	16,28	17,1	3385,2
		Г, т	11750,1	16115,5	21054,2	25743	27179,6	29730,7	
		питомі витрати, кВт*год/1 т	998,4	849,3	682,04	576,5	599,02	575,03	
2	РП «МА «Сімферополь»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	4,74	5,02	4,55	4,74	4,99	5,0	
		Г, т	564,2	642,9	736,2	532,4	673,5	680,3	
		питомі витрати, кВт*год/1 т	8400,82	7815,37	6186,06	8910,12	7414,05	7355,51	
3	КП «МА Донецьк»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	3,83	4,22	1,84	1,73	1,71	2,11	
		Г, т.	129,5	144,4	145,4	205,7	160,793	142,175	
		питомі витрати, кВт*год/1 т	29567,27	29227,04	12667,43	8394,89	10665,19	14854,43	
4	ДП «МА «Львів»	W, *10 <sup>6</sup> кВт*год	2,27	2,43	2,2	2,04	1,8	1,6	
		Г, т.	94,5	154	37,9	272,6	195,9	270,5	
		питомі витрати, кВт*год/1 т	15664,81	14751,77	47614,81	11520,78	9106,6	5939,85	

### Висновки

1. В роботі було проведено аналіз фактичного споживання електричної енергії та чотирьох крупних аеропортів України, таких як Бориспіль, Сімферополь, Донецьк та Львів за період з 2002 по 2007 роки;

2. Розраховані питомі витрати електричної енергії на відправлення пасажирів та вантажу розрахунково – статистичним методом на основі фактичних даних. Відмічено зростання об'ємів перевезень та при цьому зниження значень питомих витрат ПЕР для всіх аеропортів;

3. Одним з підходів щодо оцінки ефективності використання енергетичних носіїв є нормування питомих витрат енергії на виробництво продукції. Порівнюючи отримані значення з існуючими показниками внутрішньогалузевих норм авіаційного транспорту, виділено, що є доцільність та актуальність перерахунку величин, запропонованих у 2000 році;

4. Норми питомих витрат ПЕР, які встановлені за діючою методикою [9] не є достатньо обґрунтованими. Застосування таких норм не надає можливості якісного

управління ефективністю енерговикористанням, що і є підґрунтям для подальшого дослідження.

## Список літератури

1. Запорожець В.В. Аеропорт: організація, технологія, безпека. - К.: Дніпро, 2002. - 168 с.
2. Кулаев Ю.Ф. Экономика гражданской авиации Украины. Монография. - К.: Изд-во «Феникс», 2004. – 667 с.
3. <http://www.airport-borispol.kiev.ua/ukr/>.
4. <http://www.airport.crimea.ua/about.html>.
5. <http://airport.dn.ua>.
6. [www.airport.lviv.ua](http://www.airport.lviv.ua).
7. Закон України «Про енергозбереження» №74/94 – ВР, 1994.
8. Енергетичний аудит: Навчальний посібник / О.І. Соловей, В.П. Розен, Ю.Г. Лега, О.О. Ситник, А.В. Чернявський, Г.В. Курбаса. - Черкаси: ЧДТУ, 2005. - 299с.
9. Методичні рекомендації з нормування питомих витрат паливно - енергетичних ресурсів (ПЕР) на авіаційному транспорті. – К.: 2000. – 11с.

В роботі проведено аналіз фактичного потреблення електричної енергії на чотирьох великих аеропортах України, таких як Бориспіль, Симферополь, Донецьк і Львів за період з 2002 по 2007 рік і розраховані удільні витрати електричної енергії на відправку пасажирів і вантажів розрахунково-статистичним методом на основі фактичних даних.

## Взаємодія матеріального, енергетичного та інформаційного потоків у гнучких виробничих системах на основі багатокоординатних верстатів

Розглянуто взаємодію матеріального, енергетичного та інформаційного потоків в гнучких виробничих системах на основі багатокоординатних верстатів.

**багатокоординатний верстат, гнучкі виробничі системи механообробки, матеріальний потік, енергетичний потік, інформаційний потік**

**Вступ.** На сьогоднішній день бурхливий розвиток інформатики і мікропроцесорної техніки підняв на принципово новий рівень вирішення багатьох завдань управління технологічними і виробничими процесами. Тенденція переходу до автоматизованого виробництва зачепила багато сфер господарства, у тому числі і машинобудування, де в основі автоматизації процесів лежить часткове або повне усунення людини від безпосередньої участі у виробничому процесі.

У сучасних умовах прогресивним може бути тільки таке виробництво, яке здатне враховувати зміну попиту замовників і може швидко переходити на випуск нової продукції. В результаті вдається уникнути випуску продукції даремного витрачання ресурсів, що не знаходить попиту. Розвиток автоматизації на ранніх етапах характеризувався відсутністю мобільності, динамічності – створення жорстких автоматичних ліній, призначених для масового виробництва (термін окупності таких ліній складає не менше 8 - 10 років).

**Актуальність проблеми.** Під автоматизацією виробничих процесів розуміють комплекс технічних заходів щодо розробки нових прогресивних технологічних процесів і створення на їх основі високопродуктивного обладнання, що виконує всі основні і допоміжні операції по виготовленню виробів без безпосередньої участі людини. Автоматизація виробничих процесів є комплексом конструктивно-технологічних і економічних завдань для створення принципово нової техніки.

Автоматизації завжди передував процес механізації, а саме часткової (первинної) автоматизації виробничих процесів на базі технологічного обладнання, яким управляє оператор. Крім того, оператор здійснює контроль виробів, регулювання і наладку обладнання, завантаження-вивантаження виробів, тобто допоміжні операції. Механізація може достатньо ефективно поєднуватися з автоматизацією конкретного виробництва, але саме виробничий процес створює можливість забезпечення високої якості продукції при високій продуктивності її виготовлення. Проте одиничне і дрібносерійне виробництво залишалися практично неавтоматизованими. Саме тому виникла принципово нова концепція автоматизованого виробництва - гнучкі виробничі системи (ГВС) механообробки.

До технічних переваг гнучких виробничих систем в порівнянні з аналогічними системами з ручним управлінням відносяться:

- висока швидкодія, що дозволяє підвищувати швидкості протікання процесів, а тому і продуктивність виробничого устаткування;

- вища і стабільніша якість управління процесами, що забезпечує високу якість продукції при економішному витрачанні матеріалів і енергії;
- можливість роботи автома тов у важких, шкідливих і небезпечних для людини умовах;
- стабільність ритму роботи, а саме можливість тривалої роботи без перерви унаслідок відсутності стомлюваності, що властива людині.

**Основна частина.** Задачі автоматизації проектування гнучких виробничих процесів та систем полягають в наступному:

1) дослідження властивостей процесу з метою можливості виконання машинного методу рішення задач проектування при проведенні аналізу існуючої інформації і синтезу структури виробничого процесу;

2) визначення можливості математичного моделювання і алгоритмізації функціонування системи і процесу з необхідним ступенем точності і допустимою гнучкістю при зміні умов навколишнього середовища;

3) вибір необхідних засобів автоматизації: систему автоматизації проектних робіт систем автоматизованого проектування; математичне і програмне забезпечення; технічні засоби проектування.

Тому загальний комплекс систем автоматизованого проектування (САПР) включає математичні моделі, методи аналізу і синтезу виробничого процесу та гнучкої виробничої системи, засоби методичного, програмного, технічного, інформаційного і організаційного забезпечення. Застосування технічних засобів САПР змінює традиційну технологію проектування, звільняє виконавця від виконання рутинної роботи при розрахунках, оформленні документації і підвищує рівень проектування. Вдосконалення технічних засобів, використання систем числового-програмного управління в проектуванні приводить до прояву таких особливостей:

- інтеграції окремих елементів, частин, підсистем проектування в єдину систему проектування, виконуючу всі етапи розробки матеріалів проекту і виготовлення процесу та системи;

- гнучкості системи проектування, тобто проведення швидкого перенастроювання на виконання нових задач проектування.

Оптимальна структура і раціональні методи САПР забезпечують високопродуктивне і якісне виконання проектування. Забезпечення надійного і ефективного виробничого процесу виготовлення якісної продукції при об'єднанні в єдиний комплекс досить різноманітного основного і допоміжного технологічного обладнання в рамках гнучких виробничих модулів, що є основою ГВС, можливо при ретельному опрацюванні всіх видів інтерфейсів їх взаємодії (механічних, інформаційних, енергетичних). Крім того важливе значення має оптимізація алгоритмів роботи як окремих елементів системи, модулів, складських систем, так і всієї системи управління ГВС в цілому.

На (рис. 1) представлена запропонована узагальнена структурна схема гнучкої виробничої системи з її елементами.

Доцільне створення ГВС, побудованих на основі групової, мало операційної, модульної технології і використовуючих багатоцільові верстати, що дозволить досягати високої рентабельності.

**Метою роботи** є дослідження взаємодії матеріального, енергетичного та інформаційного потоків у гнучких виробничих системах на основі багатокоординатних верстатів. Слід зазначити, що найбільше застосування отримали свердлильно-фрезерно-розточувальні ГВМ ( ГВМ є основною структурною частиною виробничого комплексу ГВС), що дозволяють в комплексі обробляти будь-які поверхні (площинні, циліндричні, сферичні), комбінації яких дозволяють утворювати складні за обробкою корпусні та

інші деталі. Найбільш поширеними з них є верстати, конструктивні схеми яких представлені на (рис. 2 – 4).

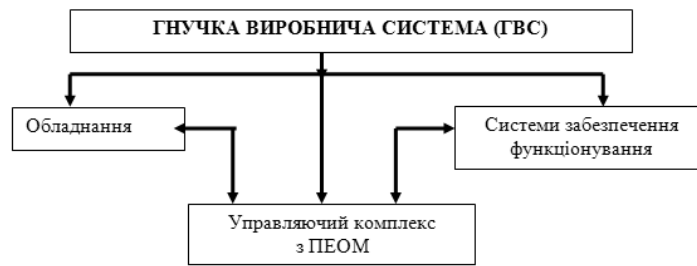


Рисунок 1 – Узагальнена структурна схема гнучкої виробничої системи

На (рис. 2) наведено вертикально-фрезерний консольний верстат із поворотною платформою (столом), п'ятикоординатний оброблювальний центр з поступальними переміщеннями в напрямках  $x, y, z$  та обертання навколо вісей  $B(y), C(z)$ . Верстат призначено для обробки деталей складної форми типу дисків, плит, ричагів, корпусних деталей із різних сталей та сплавів. На верстатах можливо виробляти фрезерування площин та пазів, свердлення, зенкерування, розгортання та попереднє розточування отворів. Обробка проводиться по п'яти координатах за визначеною програмою.

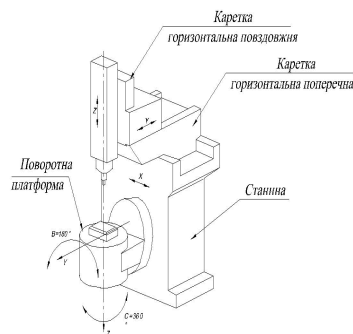


Рисунок 2 – Вертикально-фрезерний консольний верстат із поворотною платформою (столом)

На (рис. 3) – безконсольний вертикально-фрезерний верстат із поворотною головкою та перпендикулярними вісями повороту головки і шпинделя. Верстат виконує комплексну механічну обробку багато-габаритних деталей зі складними аеродинамічними поверхнями із різних сталей та сплавів. Забезпечує фрезерування площин та пазів, відступів, криволінійних контурів, свердлення, зенкерування, розгортання та попереднє розточування отворів, нарізання різьби мечиком. Обробка проводиться по п'яти координатах за визначеною програмою.

На (рис. 4) - безконсольний вертикально-фрезерний верстат із поворотною головкою, вісі повороту якої перетинаються під кутом  $45^\circ$ .

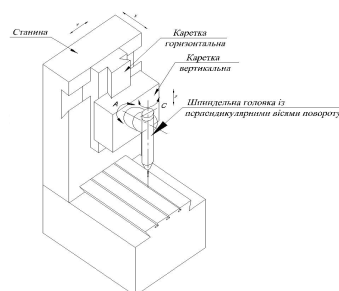


Рисунок 3 – Безконсольний вертикально-фрезерний верстат із поворотною головкою та перпендикулярними вісями повороту головки і шпинделя

Верстат виконує комплексну механічну обробку деталей складних конфігурацій із різних сталей та сплавів. На верстаті можлива обробка опуклих та вогнутих площин подвійної кривизни за допомогою фасонних фрез із шаровим кінцем.

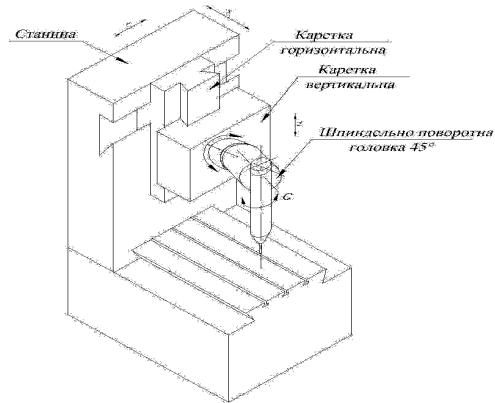


Рисунок 4 – Безконсольний вертикально-фрезерний верстат із поворотною головою, вісі повороту якої перетинаються під кутом 450

Розглянемо багатоцільові верстати, наведені на (рис. 2–4, як систему механообробки (рис.5). На вході системи (рис.5) матеріальний потік містить: заготовки; ріжучий інструмент; технологічне оснащення; СОР; масло для комплексу обладнання; нормативні документи.

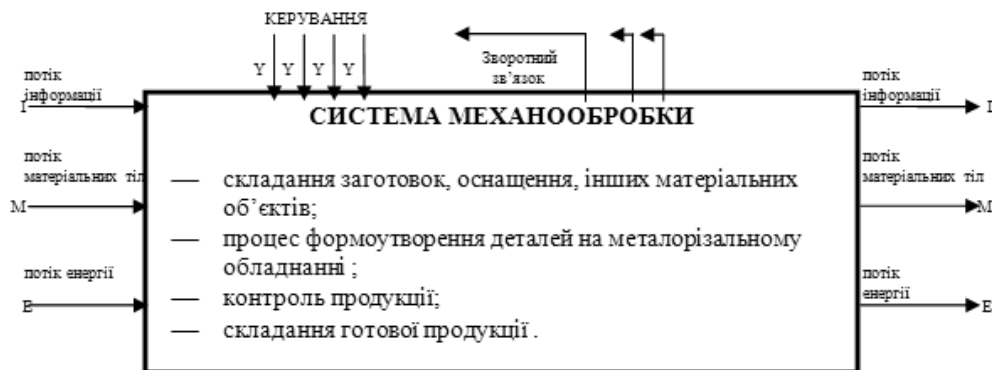


Рисунок 5 – Структурна схема потоків виробничого процесу в системі механообробки

Вхідний інформаційний потік системи, що діє, містить: набір програм управління; інформацію про планове завдання на робочий період, інформацію про ТП виготовлення продукції.

Вхідний енергетичний потік являє собою: електроенергію різного рівня напруги; пневмоенергію, що утворюється компресорами в самій системі; та гідроенергію, що створюється гідростанцією.

На виході матеріальний потік містить: готові деталі; браковані деталі; відходи (стружка, відпрацьовані СОР і масло, відпрацьований ріжучий інструмент); використане технологічне оснащення.

Вихідний інформаційний потік містить: програми управління, для верстата з ЧПУ, які використовувалися при виготовленні продукції; інформацію про кількість і якість виготовленої продукції; інформацію про стан комплексу оснащення системи, про кількість відмов при виробництві продукції; інформацію про готовність системи до обробки нової продукції (принцип асинхронності виробничого процесу). Вихідний

енергетичний потік містить енергію транспортних засобів необхідну для переміщення готових деталей і відходів виробництва.

Ключовим етапом взаємодії потоків є обробка заготовки на верстаті . На (рис. 6) представлено, як приклад автоматизації проектування, взаємодію інформаційного, матеріального та енергетичного потоків на етапі обробки деталі на верстаті.

Матеріальний потік в системи можна представити у вигляді орієнтованого графа, вершинами якого є наступні матеріальні об'єкти (рис. 7): рівні накопичення компонентів матеріального потоку, в ролі яких виступають склад, різного роду приверстатні локальні накопичувачі, револьверні головки верстата, контрольно-вимірювальні станції і ін. Засоби транспортування і орієнтації компонентів матеріального потоків, іншими словами, засоби локального транспортування між рівнями накопичення, які розглядаються як матеріальні тіла. Пункти якісного перетворення компонентів матеріального потоку (робоча зона металоріжучого оснащення).

Ребрами графа є процеси (траєкторії) локальної і макротранспортування компонентів матеріального потоку.

Інформаційні потоки також представляються у вигляді орієнтованого графа (рис. 8), вершинами якого є: два рівні СУ - підприємством (виробництвом), що визначають оперативний і перспективний план роботи виробництва і що входять в нього системи, а також СУ конкретної системи , що здійснює оперативне управління реалізацією ТП на системи, що формує технологічні команди устаткуванню.

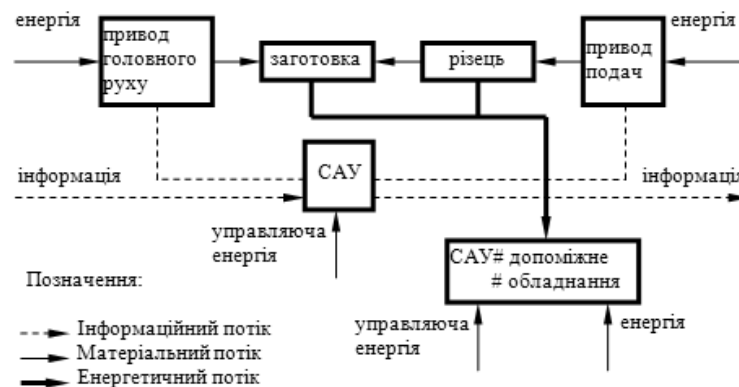


Рисунок 6 – Схема взаємодії потоків на етапі обробки деталі на верстаті

Енергетичний потік це себе сукупність енергії, що споживається системою управління системи. Правильна оцінка параметрів енергетичного потоку на етапі проектування системи і коректне управління цим потоком в процесі її роботи дозволяє мінімізувати частку споживаної енергії в собівартості продукції.

Вершинами графа енергетичного потоку є (рис. 9): технологічне обладнання, обладнання транспортний-складської системи, апаратура системи управління. Ребрами графа є кабелі або інші засоби передачі енергетичного потоку.

Енергія, що підводиться, витрачається на роботу оснащення, яке на графі розташоване на декількох рівнях: крупні підрозділи системи (склад, ГВМ, транспортна система); обладнання ГВМ (верстат, робот).

Управління потоком матеріальних тіл повинне забезпечувати їх проходження через системи в точній відповідності з плановим завданням і науково-обґрунтованими нормами часу їх переміщення в просторі і якісного перетворення (формування деталей на верстатах, оптимальна швидкість транспортування матеріальних тіл між

складами і локальними накопичувачами модулів і ін.). Управління потоком енергії повинне забезпечувати можливість роботи металоріжучого і допоміжного устаткування з повним навантаженням, перерозподіляючи ресурси енергетичного потоку при необхідності, наприклад, з транспортного процесу на процес формоутворення на верстаті і навпаки.

Аналіз структур розглянутих потоків дозволяє сформулювати етапи побудови функціональної моделі виробничого процесу системи механообробки, їх взаємодії, а також взаємозалежність з функціями, що реалізуються, оснащенням системи.

Умовою досягнення ефективності машинобудування при комплексній автоматизації виробництва є забезпечення ефективності і якості процесу проектування на основі його автоматизації. Першорядне значення має розробка автоматизованих систем наскрізного, комплексного проектування ГВС. Для автоматизації проектування ГВС необхідно інтенсифікувати розробку теоретичних основ проектування складних машинобудівних комплексів, розвинених систем формального опису параметрів і характеристик об'єктів, матеріальних, інформаційних та енергетичних потоків (рис. 7 – 9) і ТО ГВС, дозволяючих визначити і формалізувати описи їх взаємозв'язку і відношення.

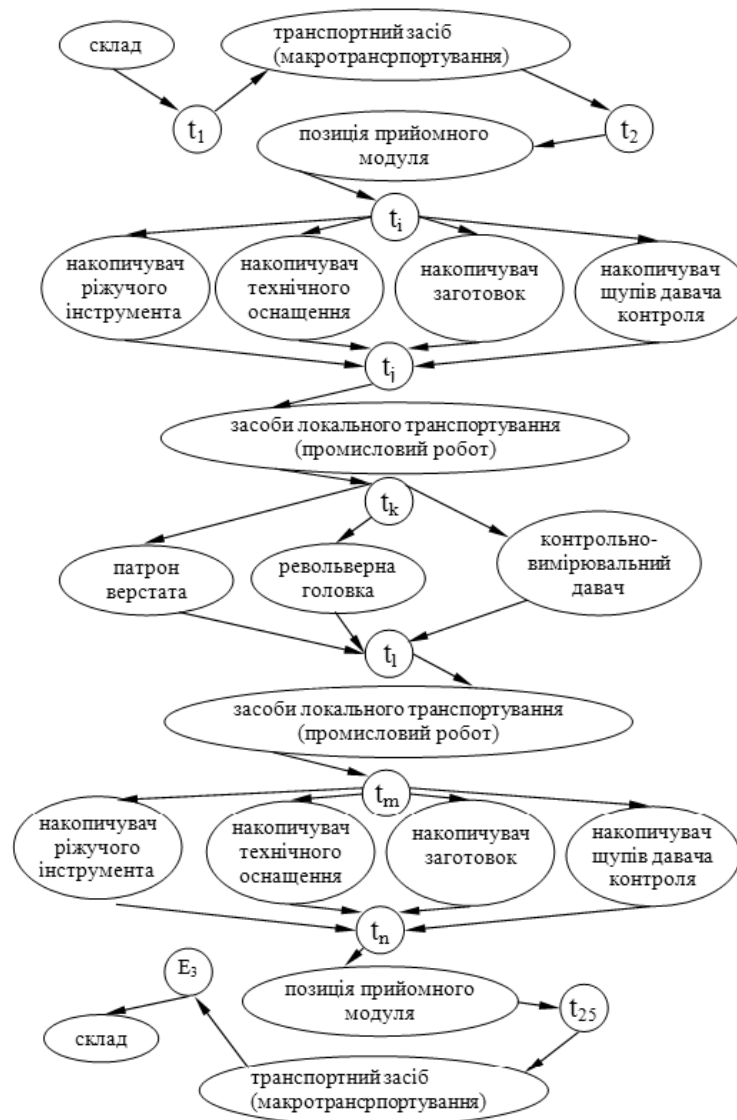


Рисунок 7 – Граф матеріального потоку

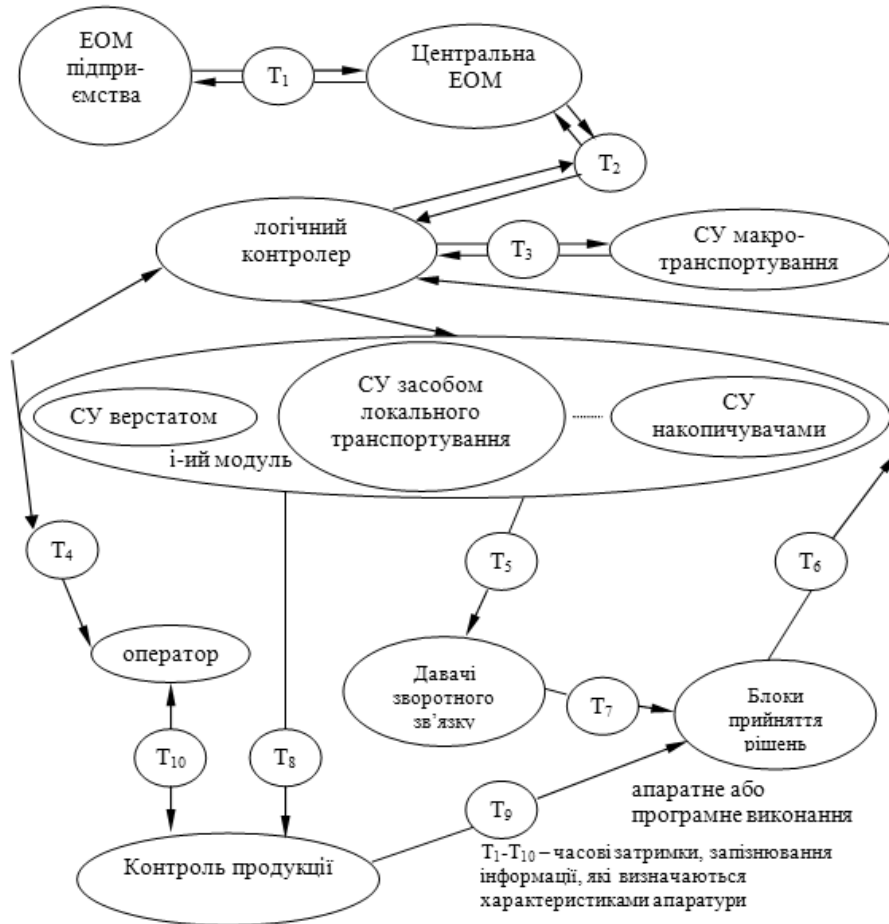


Рисунок 8 – Граф інформаційного потоку



Рисунок 9 – Граф енергетичного потоку

## Висновки

Економічні переваги, що досягаються при використанні гнучких виробничих систем у виробництві, є наслідком технічних переваг. До них можна віднести можливість значного підвищення продуктивності праці; економічніше використання ресурсів (праці, матеріалів, енергії); вища і стабільніша якість продукції; скорочення періоду часу від початку проектування до отримання виробу; можливість розширення виробництва без збільшення трудових ресурсів. Автоматизоване виробництво потребує більш кваліфікованого, технічно грамотного обслуговування. При цьому значно змінюється сам характер праці, пов'язаної з налагодкою, ремонтом, програмуванням і організацією робіт в автоматизованому виробництві, тому від рівня розвитку виробництва залежить прогрес всіх отраслей промисловості. Таким чином підвищенню ефективності і рівня автоматизації гнучкого виробництва повинна відводитися на сучасному етапі пріоритетна роль.

## Список літератури

1. ГОСТ 22487–77. Проектирование автоматизированное: Термины и определения.–Введ. 27.04.77.
2. ГОСТ 26501. 09–79. Системы автоматизированного проектирования: Основные положения.–Введ. 01.01.80.
3. Струтинський В.Б., Веселовська Н.Р., Зелінська О.В. Структурна модель технологічного процесу як динамічної системи.//–Луганськ: Видавництво ВНУ ім. В.Даля, 2007.– С. 158-164.
4. Жук К.Д., Тимченко А.А. Автоматизированное проектирование логико-динамических систем. К.:Наукова думка, –1981.–265с.
5. Кунцевич В.М. Управление в условиях неопределенности: гарантированные результаты в задачах управления и идентификации.– К.: Наукова думка.,2006.–260 с.
6. Киселев Г.А. Переналаживаемые технологические процессы в машиностроении. - М.: Стандарт, 1980. -272 с.
7. Киселев Г.А., Гуленков В.Ю. Гибкие производственные системы в машиностроении. - М.: Изд-во стандартов, 1987. - 286 с.
8. Кузнецов М.М. и др. Автоматизация производственных процессов / Под ред. Г.А. Шаумяна. - М.: Высшая школа, 1978. - 431 с.
9. Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.Н. Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. -359 с.
10. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Дубиняк С.А. Теорія технічних систем: Навчальний посібник. - Тернопіль: Вид. ТДТУ, 1997. - 310 с.
11. Коновал Д.Г., Косов М.Г., Схиртладзе А.Г. "Задачи проектирования гибких производственных систем механической обработки"М.: МГЦНТИН240-1992. – 6 с.
12. Харченко В.С., Скляр В.В., Тарасюк О.М. Методы моделирования и оценки качества и надежности программного обеспечения. – Х.: НЭАУ «Харьковский авиационный институт», 2004.– 158 с.
13. Федорець В.О., Педченко М.Н, Федорець О.О., Струтинський В.Б.,Яхно О.М., Єлісеєв Ю.В. Технічна гідромеханіка, гідравліка та гідропневмоприводи:Підручник.- Житомир: ЖІТІ, 1998.- 415 с.
14. Форрестер Дж. Основы кибернетики предприятия (индустриальная динамика). / Под ред. Д.М. Гвишиани. -М.: Прогресс, 1971. - 340 с.
15. Хартли Дж. ГПС в действии. / Под ред. д-ра техн. наук В.А. Кудинова. - М.: Машиностроение, 1987.-328 с.
16. Челищев Б.Е., Боброва И.В., Гонсалес-Сабатер А. Автоматизация проектирования технологии в машиностроении. / Под ред.акад. Н.Г. Бруевича. - М.: Машиностроение, 1987.-264 с.
17. Шеннон Р. Имитационное моделирование систем - Искусство и наука. - М.: Мир, 1978. - 420с.

Рассмотрено взаимодействие материального, энергетического и информационного потоков в гибких производственных системах на основе многокоординатных станков.

Co-operation is considered material, power and information streams in the flexible production systems on the basis of multico-ordinate machine-tools.

## Дослідження умов зміни захватів місцями в робочій зоні верстату

В даній статті запропоновано використання розрахунково-компонувальних схем роботизованих комплексів, на основі яких можна визначити дійсну величину часу обслуговування роботом технологічного обладнання. Також, проаналізовано умови зміни захватів місцями в робочій зоні верстату та визначені формули для розрахунку необхідної величини вільності простору в різних напрямках.  
**двозахватний промисловий робот, зміна захватів місцями, роботизований комплекс, двозахватні пристрої, продуктивність**

Автоматизація вважається головним, найбільш перспективним напрямком в розвитку промислового виробництва. Завдяки звільненню людини від безпосередньої участі у виробничих процесах, а також високій концентрації основних операцій значно поліпшуються умови праці і економічні показники виробництва.

Продуктивність роботи робототехнологічного комплексу в значній мірі залежить від часу простоювання верстату (неперекритого часу роботи промислового робота). На цей час впливає і можливість зміни захватів місцями безпосередньо в робочій зоні верстату. Обмеження зазначеної зони затискним пристроєм, задньою стінкою, напрямними та інструментальною головкою, ускладнюють протікання даного процесу, тож аналіз даної можливості є актуальною проблемою, вирішення якої може підвищити продуктивність роботи гнучких модулів.

При визначенні штучного часу обробки деталі на роботизованих комплексах (РТК) є величини, що характеризують технологічну операцію та особливості виконання верстату (основний час, час на відкриття загорожі, час на затиск деталі, тощо). У сукупності вони складають неперикритий час роботи. Час переміщення ріжучого інструменту ( $t_{pi}$ ) для утворення зони зміни захватів місцями залежить як від розмірів деталі, що встановлюється на верстат, так і особливостей конструктивного виконання робота і його функціонування в циклі. Час роботи промислового робота по обслуговуванню верстату ( $t_{p(в)}$ ) залежить від особливостей виконання РТК, а тому в сукупності з  $t_{pi}$  будуть суттєво впливати на продуктивність комплексу, оскільки ці складові збільшують неперикритий час роботи промислового робота.

Першим кроком у вирішенні поставленої задачі має бути розгляд траєкторії (циклограми) руху і загальної формули складових часу роботи промислового робота на робочій позиції верстату при використанні різних типів захватних пристроїв.

Схема здійснення цього процесу при використанні токарного верстату та порталного промислового робота наведена на рис. 1, а, а траєкторія рухів, що здійснюються захватами, на рис. 1, б. Згідно з цими умовами формула часу роботи промислового робота (ПР) на робочій позиції верстату буде:

$$t_{p(в)} = t_{npз} + t_3 + t_{лп} + t_{ззм} + t_{лп} + t_3 + t_{врз} = t_{npз} + 2t_3 + 2t_{лп} + t_{ззм} + t_{врз}, \quad (1)$$

де  $t_{p(в)}$  – час роботи ПР на робочій позиції верстату;

$t_{npз}$  – час переміщення ПР на робочу позицію;

$t_{врз}$  – час відведення ПР з робочої позиції;

$t_3$  – час на затиск (розтиск) деталі;

$t_{лп}$  – час на локальні переміщення (введення, виведення деталі з патрону);

$t_{ззМ}$  – час на зміну захватів місцями.

Виконавши подібні розрахунки для інших типових варіантів двозахватних пристроїв можна провести їх порівняння і визначити оптимальне виконання двозахватного пристрою для певних умов роботи роботизованого комплексу.

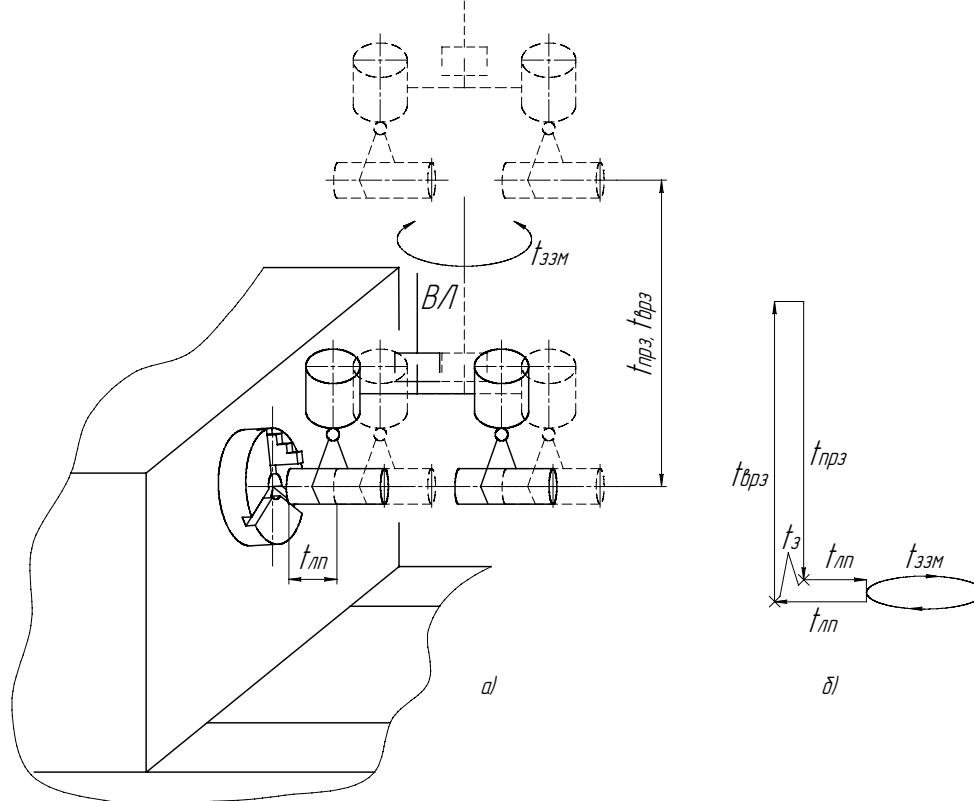


Рисунок 1 – Схема обслуговування робочої позиції верстату

Наведені дані дозволяють виконувати початковий порівняльний аналіз типових двозахватних пристроїв, які використовуються для завантаження і розвантаження верстатів зі зміною захватів місцями в робочій зоні.

У випадку, коли зміна захватів місцями проводиться за межами робочої зони верстату в циклі рухів і формулі часу додається ще два рухи на виведення і введення захватів у робочу зону, що збільшує час роботи промислового робота на позиції верстату, а відповідно і час простоювання технологічного обладнання. Більш повна оцінка може бути виконана не тільки по кількості рухів, а й по фактичному значенню часу на їх виконання.

Визначивши загальну формулу складових часу роботи промислового робота на позиції верстату, можна перейти до встановлення дійсної величини даного часу. Для цього потрібно створити більш конкретну розрахунково-компонувальну схему РТК, де будуть вказані координати розміщення транспортованих роботом деталей по усіх позиціях, та координати базових поверхонь.

Вирішення цього питання розглянуто на прикладі комплексу, який включає в себе токарний верстат і портально розміщений двозахватний промисловий робот (рис. 2, а). Заготовки та оброблені деталі розміщені на подавальному і приймальному допоміжних пристроях, що знаходяться збоку верстату. Згідно з цією схемою вибираються варіанти двозахватних роботів, для яких і визначаються формули неперекритого часу роботи ПР на робочій позиції верстату. У даних формулах величина часу залежить від величини лінійних та кутових переміщень рухомих ланок промислового робота ( $X_i, Z_i, \varphi_i$ ) та від швидкості цих переміщень ( $V_B, V_T, \omega$ ).

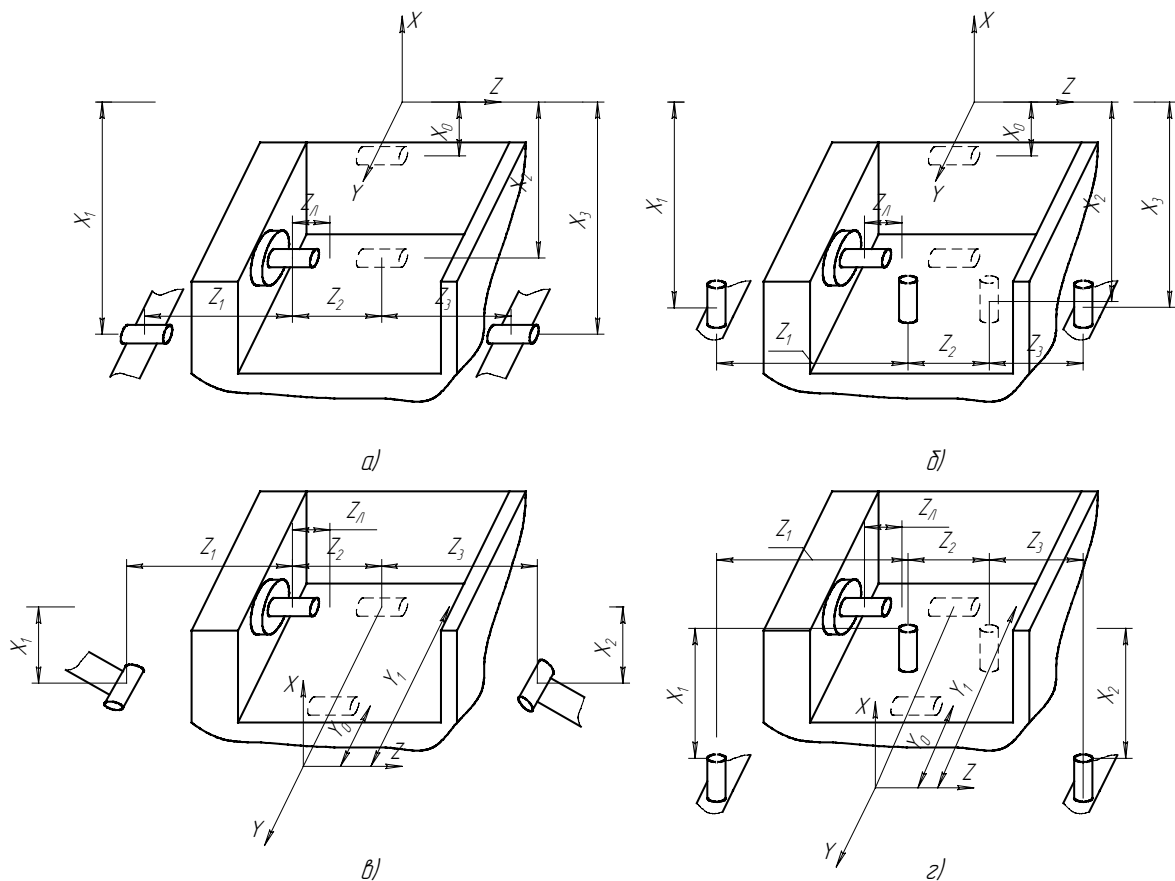


Рисунок 2 – Розрахунково-компонувальні схеми різних виконань роботизованих комплексів

Тож формула для визначення неперекритого часу для токарного РТК, що обслуговується порталним роботом з двозахватним пристроєм (рис. 1) по розрахунково – компонентній схемі (рис. 2, а) матиме вигляд:

$$t_{pn} = \frac{2(X_2 - X_0)}{V_B} + \frac{2Z_{л}}{V_{Г}} + \frac{\varphi}{\omega} + t_3 + t_p, \quad (2)$$

де  $X_2, X_0$  – величини лінійних переміщень у вертикальному напрямку;  
 $Z_{л}$  – величина лінійного переміщення у горизонтальному напрямку;  
 $V_B, V_{Г}$  – швидкість переміщень у вертикальному і горизонтальному напрямках;  
 $\varphi, \omega$  – відповідно, величина і швидкість кутових переміщень;  
 $t_3, t_p$  – відповідно, час на затиск і розтиск деталей.

Така формула часу роботи промислового робота на робочій позиції є мінімальною, оскільки передбачено, що захвати вже займають найбільш доцільні положення перед робочою зоною верстату. Наявність таких схем та формул дозволяє більш чітко представити час на обслуговування технологічного обладнання двозахватними роботами різного конструктивного виконання.

При визначенні неперекритого часу роботи РТК необхідно ще враховувати час відведення інструментальної головки ( $t_{pi}$ ) для утворення простору в якому відбувається процес зміни захватів місцями. Ця величина залежить від особливостей виконання двозахватного пристрою та розмірів деталей (довжини –  $l$ , діаметру –  $d$ ). Час переміщення ріжучого інструменту визначається за формулою:

$$t_{pi} = \frac{H_z}{V_z} \cdot K, \quad (3)$$

де  $H_z$  – 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.

Проаналізуємо можливість зміни захватів місцями двозахватного порталного ПР в робочому просторі токарного верстату з ЧПК (рис. 1).

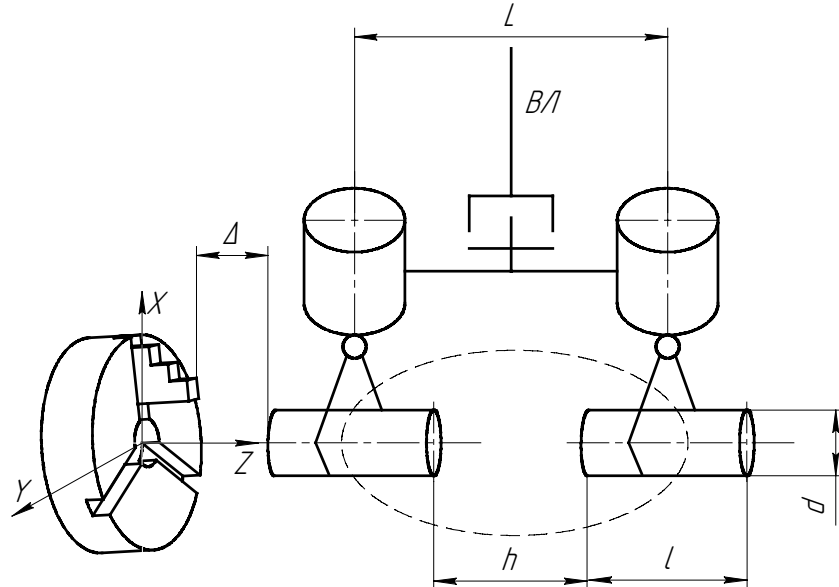


Рисунок 3 – Розрахункова схема для визначення величини необхідного простору в робочій зоні верстату

Так, величина вільного простору в напрямку вісі  $Z$  залежить від довжини деталі, що оброблюється –  $l$ , її діаметру –  $d$ , відстані між деталями –  $h$  та технологічної величини –  $\Delta$ , що необхідна для виведення деталі із затискного пристрою верстату:

$$H_z = \Delta + 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2}d\right)^2 + \left(l + \frac{1}{2}h\right)^2}. \quad (4)$$

Максимальна відстань в напрямку осі  $X$ , визначається висотою центрів верстату і обмежується його напрямними. Вона повинна бути не менше половини діаметру оброблюваної деталі  $d$ :

$$H_{-x} = \frac{1}{2}d. \quad (5)$$

Відстань, потрібна захватам в напрямку  $Y$  залежить від довжини деталі –  $l$ , діаметру –  $d$  і відстані –  $h/2$ , і визначається як:

$$H_{-y} = \sqrt{\left(\frac{1}{2}d\right)^2 + \left(l + \frac{1}{2}h\right)^2}. \quad (6)$$

Комплексну залежність часу відведення інструментальної головки від досліджуваних параметрів (діаметру та довжини деталі) можна представити у вигляді графіка (рис. 4). Для його побудови було введено ряд сталих величин, 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 змінювався в діапазоні від 10 до 200мм.

Наявність таких залежностей дозволяє більш ґрунтовно представляти вплив розмірів транспортованих деталей та схем двозахватних пристроїв на величину часу простою верстату від часу відведення інструменту ( $t_{pi}$ ).

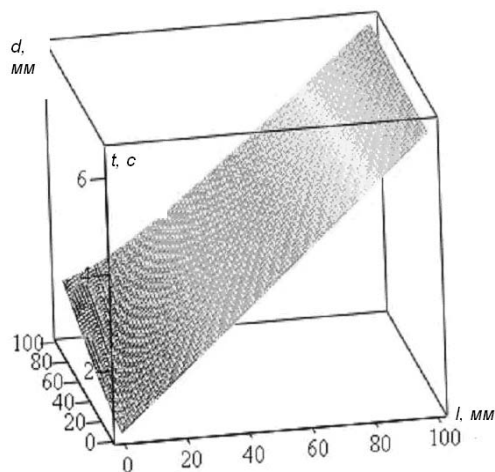


Рисунок 4 – Залежність часу відведення різцевої головки від габаритних розмірів деталі

### Висновки

1. Запропоновано використання розрахунково-компонувальних схем РТК, на основі яких можна визначити дійсну величину часу обслуговування роботом технологічного обладнання.

2. Проаналізовано умови зміни захватів місцями в робочій зоні верстату та визначені формули для розрахунку необхідної величини вільності простору в різних напрямках для типових схем двозахватних пристроїв і розмірів транспортованих деталей.

3. 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.

Вирішення даних питань дозволить підвищити продуктивність роботи РТК за рахунок зменшення часу простоювання обладнання завдяки можливості проведення процесу зміни захватів місцями безпосередньо в робочій зоні верстату.

### Список літератури

1. 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.
2. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. Кіровоград, КНТУ, 2007. – 420 с.
3. Павленко І.І. Структура промислових робіт. Кіровоград, 1998. – 98 с.

В данной статье предложено использование расчетно-компоновочных схем роботизованных комплексов, на основе которых можно определить действительную величину времени обслуживания роботом технологического оборудования. Также, проанализированы условия смены захватов местами в рабочей зоне станка и определены формулы для расчета необходимой величины открытости зоны станка в разных направлениях.

The use of calculation-arrangement charts of robotized complexes on the basis of which it is possible to define the actual size of time of service of technological equipment by a robot has been offered in this article. Also the terms of changing of captures in places in the working area of machine-tool and have been analysed and formulas for the calculation of necessary size of openness of area of machine-tool in various directions have been defined.

М.М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук, О.І. Скібінський, доц., канд. техн. наук.,  
Д.Б. Козинець, студ.  
Кіровоградський національний технічний університет

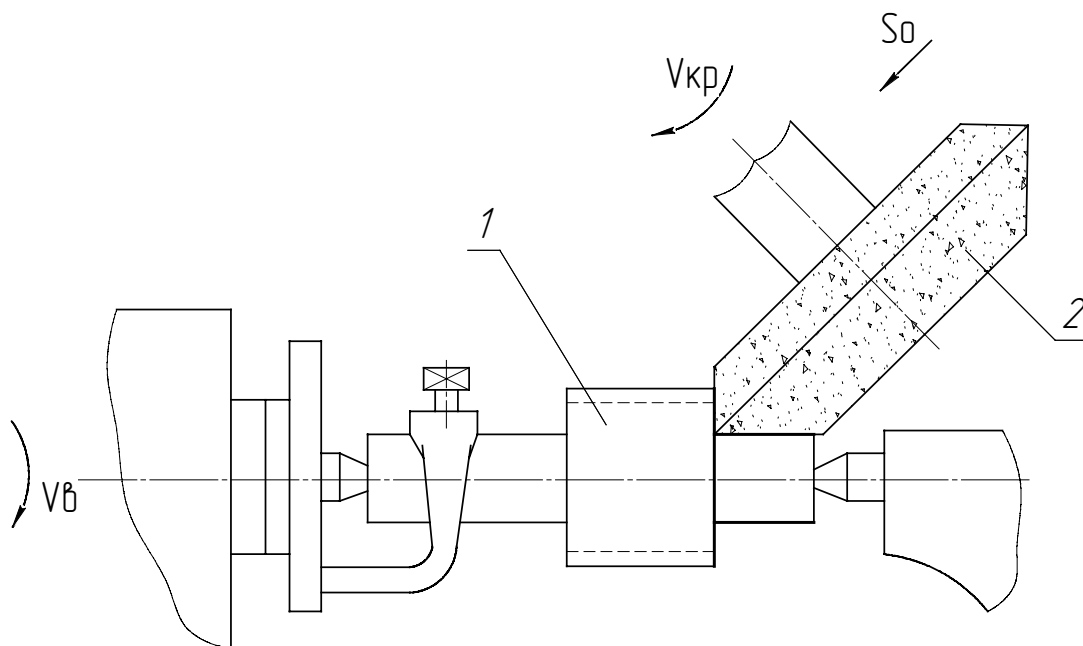
## Умови швидкісного шліфування поверхонь деталей із загартованої сталі 18ХГТ

В статті досліджено способи швидкісного шліфування поверхонь шестерень гідравлічних насосів із цементованої сталі 18ХГТ конічно-циліндричним кругом та виявлено область режимів швидкісного шліфування без припалювань та мікротріщин.  
швидкісне шліфування, загартована сталь 18ХГТ, припіки, припалювання

При швидкісному шліфуванні торців та цапф шестерень гідравлічних насосів із цементованої сталі 18ХГТ на поверхні торців виникають припіки та мікротріщини.

Шліфування відбувається на торце-круглошліфувальних верстатах кутовими швидкісними кругами ( $v_{кр}=50\text{м/с}$ ).

Схема шліфування приведена на рис. 1.



1- деталь; 2- швидкісний кутовий круг;  $v_B$ - швидкість виробу;  $v_{кр}$ - швидкість круга;  $s_0$ - подача на оберт деталі

Рисунок 1 - Схема шліфування на торце-круглошліфувальному верстаті

З метою виключення появи припиків та мікротріщин проведено комплекс досліджень в лабораторних умовах на модернізованому верстаті 3А130.

При швидкісному шліфуванні поверхневий шар деталі підлягає тепловому навантаженню, інтенсивність якого коливається в широких межах в залежності від способу проведення процесу [1].

При впровадженні швидкісного шліфування у виробництво можуть бути поставлені різні цілі: підвищення продуктивності операції при заданій якості виробу або підвищення якості шліфованої деталі при заданому рівні продуктивності. В зв'язку

з цим перехід від звичайного шліфування до швидкісного можна здійснити різними способами, які умовно позначимо А, Б і В. Приведені нижче дані відносяться до круглого шліфування.

Спосіб А характеризується тим, що пропорційно підвищенню швидкості  $v_{кр}$  збільшують і швидкість  $v_v$  виробу так, щоб їх співвідношення  $\alpha = \frac{v_{кр}}{v_v}$  залишалось

постійним. При заданій подачі  $s_o$  на оберт виробу хвилинна поздовжня подача  $s_n$  збільшується, що приводить до збільшення хвилинного з'йому  $Q_m$  і, як наслідок, до підвищення продуктивності операції.

Спосіб Б здійснюється таким чином, що при рості  $v_{кр}$  значення  $v_v$  залишається незмінним, внаслідок чого збільшується  $\alpha$ . При заданій подачі  $s_o$  значення  $s_n$  і  $Q_m$  зберігаються постійними при довільній швидкості круга.

Спосіб В характеризується тим, що при збільшенні  $v_{кр}$  збільшують і  $v_v$  ( $\alpha = \text{const}$ ), в той час коли подача  $s_n$  і зняття металу  $Q_m$  залишаються постійними. При цьому при збільшенні  $v_{кр}$  зменшується шорсткість оброблюваної поверхні.

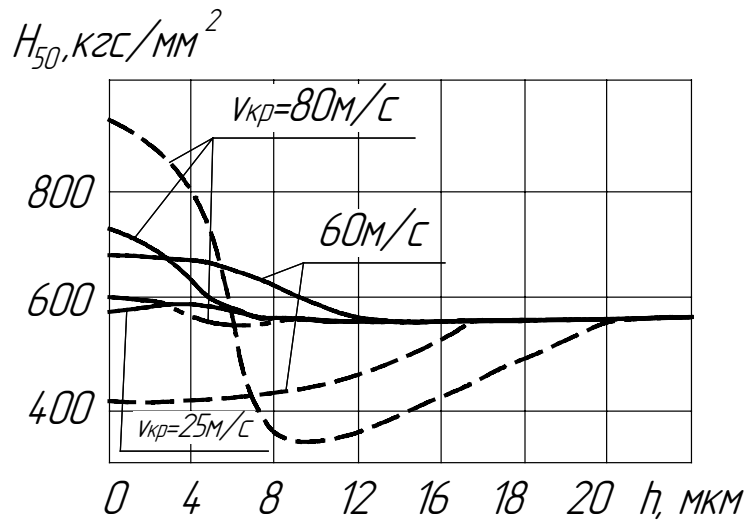
Експериментальні дослідження проводили на модернізованому верстаті мод. 3А130 при шліфуванні зразків із загартованої сталі 18ХГТ (HRC 58-60, вихідна структура – троостит відпуску) кругом 24А25СМ27К5. Модернізації підлягла система охолодження мастила, що подається в підшипники шпинделя, привід обертання шпинделя, система подачі ЗОР, та вузол балансування круга; крім того були передбачені додаткові заходи по техніці безпеки. В результаті модернізації, як показала практика, забезпечена надійність досліджень при  $v_{кр}$  до 90 м/с.

Якість поверхневого шару оцінювали по стану його мікроструктури та зміні мікротвердості, яка визначалася на пристрої ПМТ-3 при навантаженні 50 кгс. Для цього на поверхні відшліфованого зразка виконували косий шліф (кут скосу  $3^0$ ). Досліджували також (рентгенографічним методом) тонку кристалічну структуру поверхневого шару по характеру зміни густини  $\rho_d$  дислокації, розмірів  $D_6$  блоків когерентного розсіювання та мікроспотворювань  $\Delta_{a/a}$  кристалічної решітки.

Режими різання варіювали в наступних межах: швидкість круга  $v_{кр} = 60 \div 80$  м/с (для співставлення використовували також  $v_{кр} = 25$  м/с); швидкість виробу  $v_v = 15 \div 100$  м/хв. ( $\alpha = 320 \div 48$ ); глибина шліфування  $t = 0,01 \div 0,07$  мм; тиск ЗОР (1,5%-ної водомасляної емульсії)  $p = 1 \div 5$  кгс/см<sup>2</sup>. На рис. 2 показано зміну мікротвердості  $H_{50}$  по глибині  $h$  поверхневого шару при різних способах швидкісного шліфування. Видно, що характер змін величини  $H_{50}$  зі збільшенням  $v_{кр}$  визначається в основному способом швидкісного шліфування. При обробці способом А (суцільні лінії) збільшення швидкості круга з 25 до 80 м/с приводить до збільшення мікротвердості в середньому на 25-28%, що пояснюється головним чином наклепом поверхневого шару. При цьому глибина наклепаного шару зменшується зі збільшенням швидкості круга. Дослідження мікроструктури показало, що при шліфуванні по способу А збільшення  $v_{кр}$  до 80 м/с не викликало структурних змін, які погіршують якість поверхневого шару.

При шліфуванні по способу Б (штрихові лінії) збільшення швидкості круга до 60 м/с приводило до припіку відпуску, яке супроводжувалося утворенням сорбітно-трооститної структури і характеризувалося зниженою мікротвердістю. Збільшення  $v_{кр}$  до 80 м/с при  $v_v = 15$  м/хв приводило до припіку вторинної заковки. Останній супроводжувався утворенням шару, який включав структуру мартенситу з підвищеним складом аустеніту. Цей нерівномірний по товщині шар мав високу мікротвердість і розповсюджувався на невелику (4-6 мкм) глибину. В ньому спостерігалися мікротріщини, які концентрувалися в основному навколо великих западин мікронерівностей. Під зовнішнім вторинно-закованим шаром лежав шар вторинного

відпуску з сорбітною структурою, який поступово переходив в основну структуру деталі.



суцільні лінії – спосіб А, штрихові – спосіб Б ( $v_B=15\text{м/хв}$ ), штрих-пунктирна – спосіб В ( $s_{\pi}=0,6\text{ м/хв}$ ,  $\alpha=60$ )

Рисунок 2 - Зміна мікротвердості при різних способах швидкісного шліфування ( $t=0,01\text{ мм}$ )

При шліфуванні по способу В (штрихпунктирна лінія) з  $v_{кр}=80\text{ м/с}$  і  $\alpha=60$  будь-які зміни в поверхневому шарі деталі були відсутні, що пояснюється порівняно низькою температурою в зоні контакту.

Представляє практичний інтерес визначення оптимального значення  $\alpha$ , тобто такого, при якому якість поверхнього шару по мірі зростання швидкості круга не буде погіршуватися. На рис. 3 показано зміну мікротвердості при різних значеннях  $\alpha$ , а нижче приведенні значення розмірів  $D_{\sigma}$  блоків когерентного розсіювання, густини  $\rho_d$  дислокацій та мікроспотворень  $\Delta_{a/a}$  при  $v_{кр}=80\text{м/с}$ .

$\alpha$ .....	320	120	60	48
$D_{\sigma}$ , мкм.....	0,073	0,13	0,091	0,082
$\rho_d \cdot 10^{-10}$ , см <sup>-2</sup> .....	5,7	1,8	3,6	4,5
$(\Delta_{a/a}) \cdot 10^{-4}$ .....	7,1	7,8	9,1	9,3

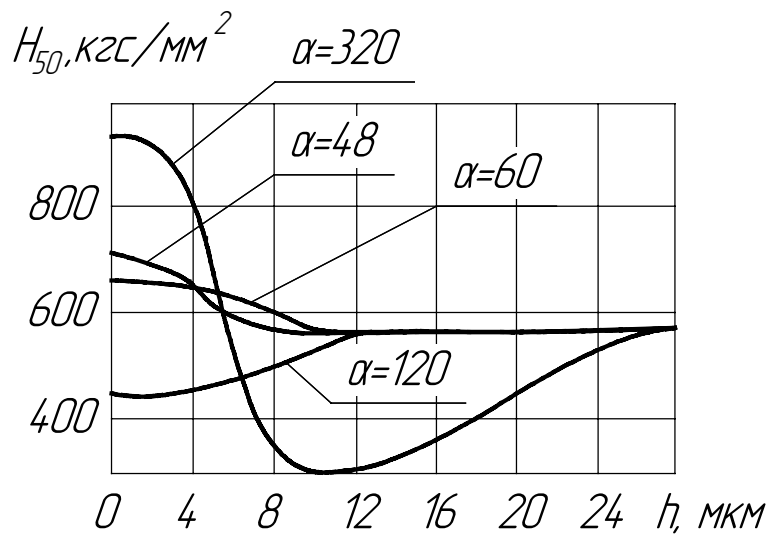


Рисунок 3 - Зміна мікротвердості в залежності від співвідношення  $\alpha$  швидкостей круга і деталі ( $v_{кр}=80\text{м/с}$ ,  $t=0,01\text{ мм}$ )

При шліфуванні з  $v_{кр} = 80$  м/с і  $\alpha = 320$  (спосіб Б) на оброблюваній поверхні утворювались великі п'ятна припіку вторинної закалки, в результаті чого блоки когерентного розсіювання ставали дрібнішими, густина дислокацій зростала, а спотворення решітки дещо зменшувалося в порівнянні з аналогічними показниками при  $\alpha = 60$ , що пояснюється наявністю сітки мікротріщин.

Зниження  $\alpha$  до 120 дозволило зменшити ступінь припіку шліфованої поверхні, на якій спостерігався при цьому, головним чином припік відпуску, що приводило до росту блоків когерентного розсіювання, зниженню густини дислокацій та незначному збільшенню мікроспотворювань.

При  $\alpha \leq 60$  (спосіб В) у поверхневому шарі були відсутні будь-які структурні зміни; значення параметрів кристалічної структури відповідали вихідному зразку. Зменшувати  $\alpha$  нижче 60 не рекомендується внаслідок підвищеного нагрівання та зносу центрів, що в свою чергу призводить до зниження точності деталі.

На рис. 4, де представлено зміну мікротвердості при різному тиску ЗОР, видно, що зі збільшенням тиску  $p$  ступінь припалювання оброблюваної поверхні знижується.

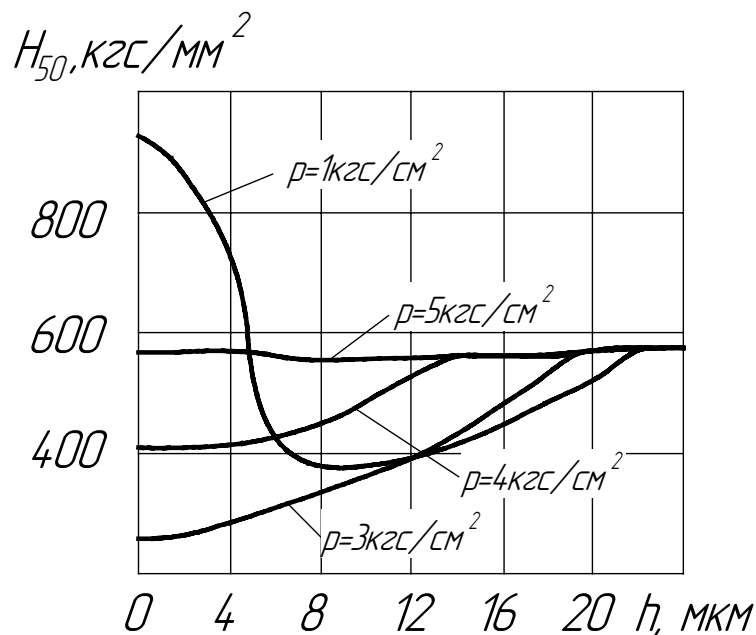
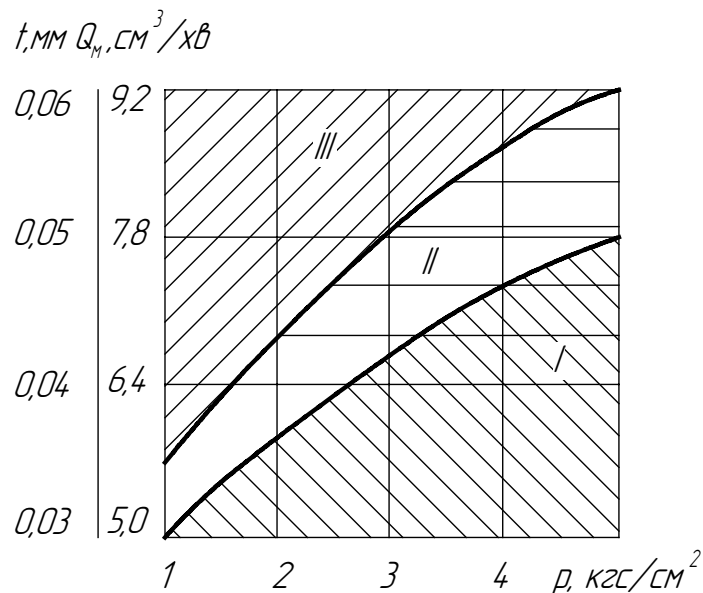


Рисунок 4 - Зміна мікротвердості при різному тиску ЗОР (спосіб А,  $v_{кр} = 80$  м/с,  $t = 0,05$  мм)

Встановлено, що при шліфуванні по способу А з  $v_{кр} = 80$  м/с та  $Q_m \approx 8$  см<sup>3</sup>/хв ( $t = 0,05$  мм) подача ЗОР під тиском 1 кгс/см<sup>2</sup> не забезпечує достатнього охолодження зони контакту, і на шліфованій поверхні утворюються інтенсивні плями припалювання вторинної закалки. Збільшення  $p$  до 3 кгс/см<sup>2</sup> призводить до того, що на поверхні утворюються плями припалювання відпускання (глибина зміненого шару 16 – 20 мкм). Подальше збільшення тиску ЗОР знижує як кількість плям припалювання, так і глибину зміненого шару, і при  $p = 5$  кгс/см<sup>2</sup> структурні зміни у поверхневому шарі практично відсутні.

В процесі досліджень виявлено область режимів швидкісного шліфування загартованої сталі 18ХГТ без припалювання при різному тиску ЗОР (рис. 5). Як видно, зі збільшенням тиску  $p$  значення граничного знімання металу збільшуються.



I – область шліфування без припиків; II – область, в якій виникають неглибокі (4-5 мкм) дефекти, які видаляються при послідовному вижахуванні; III – область шліфування з припіками

Рисунок 5 - Графік для визначення граничного хвилинного знімання  $Q_m$  металу при  $v_{кр} = 80$  м/с і різному тиску  $p$  ЗОР

Таким чином, дослідження показують, що перехід від звичайного шліфування до швидкісного доцільно виконувати способами А і В, витримуючи при цьому  $\alpha=60\div80$ . Спосіб Б не рекомендується внаслідок погіршення якості поверхневого шару по мірі підвищення швидкості круга. При шліфуванні загартованої сталі 18ХГТ кругом 24А25СМ27К5 по способу А ( $\alpha=60$ ) при  $v_{кр} = 80$  м/с підвищення тиску ЗОР до 5 кгс/см<sup>2</sup> (витрати 70 л/хв) дозволяє підвищити зняття металу до 7-8 см<sup>3</sup>/хв.

Спосіб В рекомендується для застосування, коли необхідно зменшити шорсткість обробленої поверхні при збереженні заданої продуктивності.

## Список літератури

1. Пилинский В.И., Николаев С.В. Тепловые явления при шлифовании изделий с высокими скоростями. – В кн.: Теплофизика технологических процессов. Вып. 3. Саратовский Гос. Ун-т, 1977.
2. Кремень З.И., Юрьев В.Г., Бабошкин А.Ф. Технология шлифования в машиностроении. - СПб.: Политехника, 2007, 424 с.
3. Якимов А.В., Паршаков А.Н., Свирщев В.И., Ларшин В.П. Управление процессом шлифования. - К.: Техніка, 1983.

В статье исследованы способы скоростного шлифования поверхностей шестерен гидравлических насосов из цементируемой стали 18ХГТ коническо-цилиндрическим кругом и определена область режимов скоростного шлифования без прижогов и микротрещин.

In article modes of high-speed grind of surfaces of pinion gears of hydraulic pumps from a cemented steel 18ХГТ conical - cylindrical around are investigated and the area of modes of high-speed grind without has dropped and microcracks is defined.

Д.А. Дерев'янка, доц., канд. с-г. наук, Д.Г. Кондратюк, доц., канд. техн. наук,  
В.П. Комаха, асп.

*Житомирський Національний агроекологічний університет*

## Інтенсифікація процесу пров'ялювання різних частин стебла бобових трав при допомозі плющення

Суттю даної роботи є більш глибоке дослідження динаміки вологовіддачі різних частин рослин, а саме стебла. Досліджена динаміка дозволить запропонувати технічні та технологічні рішення з метою зменшення втрат, як при обробі так і при сушінні трав у полі.

**вологовіддача, пров'ялювання, плющення, люцерна, сушіння**

**Постановка проблеми.** Невід'ємним етапом будь – якої технології заготівлі сіна є часткове або повне висушування трави у полі, яке супроводжується втратами поживних речовин. Величина втрат залежить від тривалості перебування скошеної трави в полі. Оскільки процес висушування трав при заготівлі на сіно також залежний від впливу природних умов, які є непостійними, виникає необхідність прискорення терміну перебування.

Одним із ефективних способів прискорення вологовіддачі є плющення. Але цей спосіб прискорення призводить до механічних втрат, які проявляються у вигляді відірваних вегетативних частин рослин.

**Постановка завдання.** Більш глибоке дослідження динаміки вологовіддачі різних частин рослин дозволить запропонувати технічні та технологічні рішення для зменшення втрат при сушінні в полі.

**Аналіз основних досліджень та публікацій.** Аналіз літературних джерел стверджує, що в процесі сушіння спостерігається нерівномірність вологовіддачі складових частин рослин. Листя трав інтенсивніше віддають вологу ніж стебла [1, 2, 3].

З метою вирівнювання вологовіддачі пропонувалося ряд способів прискорення висушування. Однак ці способи є енергомісткими і економічно не вигідними [4].

Тому широкого застосування набув механічний спосіб – плющення, який дозволяє прискорити інтенсивність вологовіддачі всієї рослини в 1,5...3,0 рази [5].

Плющення також суттєво впливає на збереження поживності у готовому сіні. Так, наприклад, при сушінні плющеної люцерни або конюшини в сіні зберігається до 70...75 % каротина, тоді як при звичайній сушці – тільки 25...30 % [6].

Для одночасного скошування та плющення рослин, на сьогоднішній день, використовують косарки-плющилки статичної або динамічної дії [7, 8]. До статичних відносять вальцеві. Принцип роботи, яких протікає наступним чином: під час руху трава нахиляється мотомилом, при наявності такого, і підводиться до ріжучого апарату. Після скошування трав подається до плющильного апарату (вальцевого типу). Плющильні вальці розплющують стебла і спрямовують їх на стерню.

У косарках-плющилках динамічної дії – кондиціонерах здійснення технологічного процесу відбувається внаслідок часткового перебивання стебел та протягування через зазор, який створюється між внутрішньою поверхнею направляючого кожуха та крайніми точками бил. Під час протягування скошена маса впусується. Завдяки цьому утворюється пористий валок або прокіс, який добре продувається.

В порівнянні із вальцевими плющильними апаратами, кондиціонери є більш досконалими. Вони здійснюють руйнування оболонки стебла скидаючи їх у прокіс чи валок, який є більш спушений в порівнянні із прокосом плющеної трави вальцями. В технологічному плані кондиціонери більш надійніші і менш чутливі до нерівномірної подачі скошеної маси, але мають велику здатність до забруднення рослинної маси та обриву її частин.

**Основна частина.** Недоліки, які виникають при проведенні плющення, призвели до більш глибокого дослідження динаміки вологовіддачі різних частин рослин. Тому були проведенні спостереження за вологовіддачею різних частин стебла та порівняння їх між собою. Спостереження проводились згідно методики, яка передбачала такий хід проведення.

Відсортовану пробу по діаметру поділили на дві групи: які не підлягають обробітці та плющені з верхньої частини до половини. Оскільки дослідження проводимо з невеликою кількістю трав'яної маси, тому плющення проводимо при допомозі лабораторної установки.

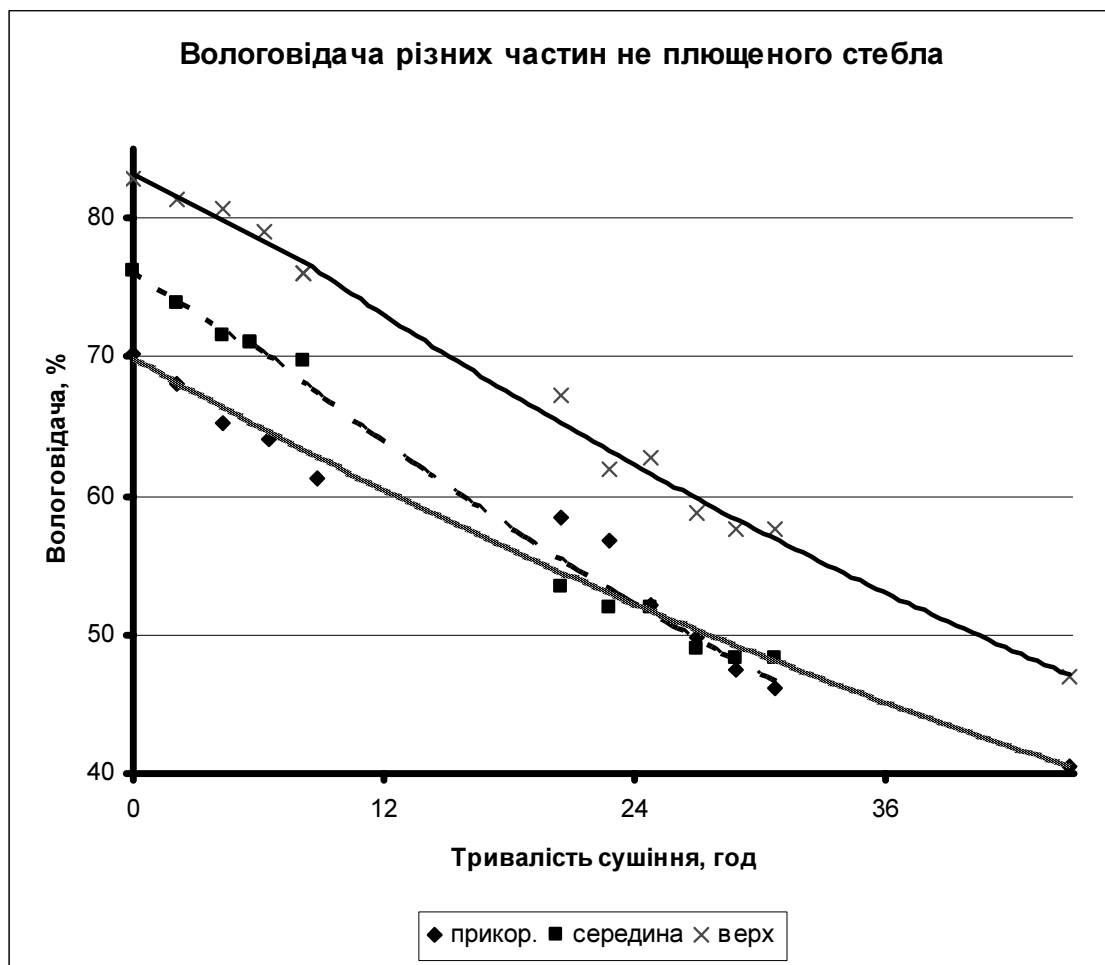


Рисунок 1 – Динаміка вологовіддачі неплющеного стебла

Укладали рослини одна поруч іншої так, щоб не створювали затінок одна – одній. Через кожних 2 – 3 год., відбирали рослини з кожної групи та очищали від листків і суцвіть. Стебла, очищені від листків і суцвіття, розділили на три частини: верхня, середня та прикоренева (кожна частина дорівнювала 1/3 довжини стебла). Далі подрібнювали ножицями до розміру частинок в середньому 1см., кожну з частин стебла. Вологість листків, суцвіття та різних частин стебла визначали відповідно до

стандартної методики [9]. Аналогічно досліджували динаміку вологовіддачі для рослин плющених з верхньої частини до половини довжини стебла.

Динаміку вологовіддачі різних частин неплющених стебел приведена на рис. 1

Аналіз залежностей показує, що верхня частина по відношенні до нижньої має більшу початкову вологість. При порівнянні видно, що різниця в середньому становить 12,7%.

При подальшому висушуванні не плющеного стебла (рис.1) прикоренева частина висихає швидше. Протягом 45 годин розподіл вологи у різних частинах стебла спостерігається і надалі.

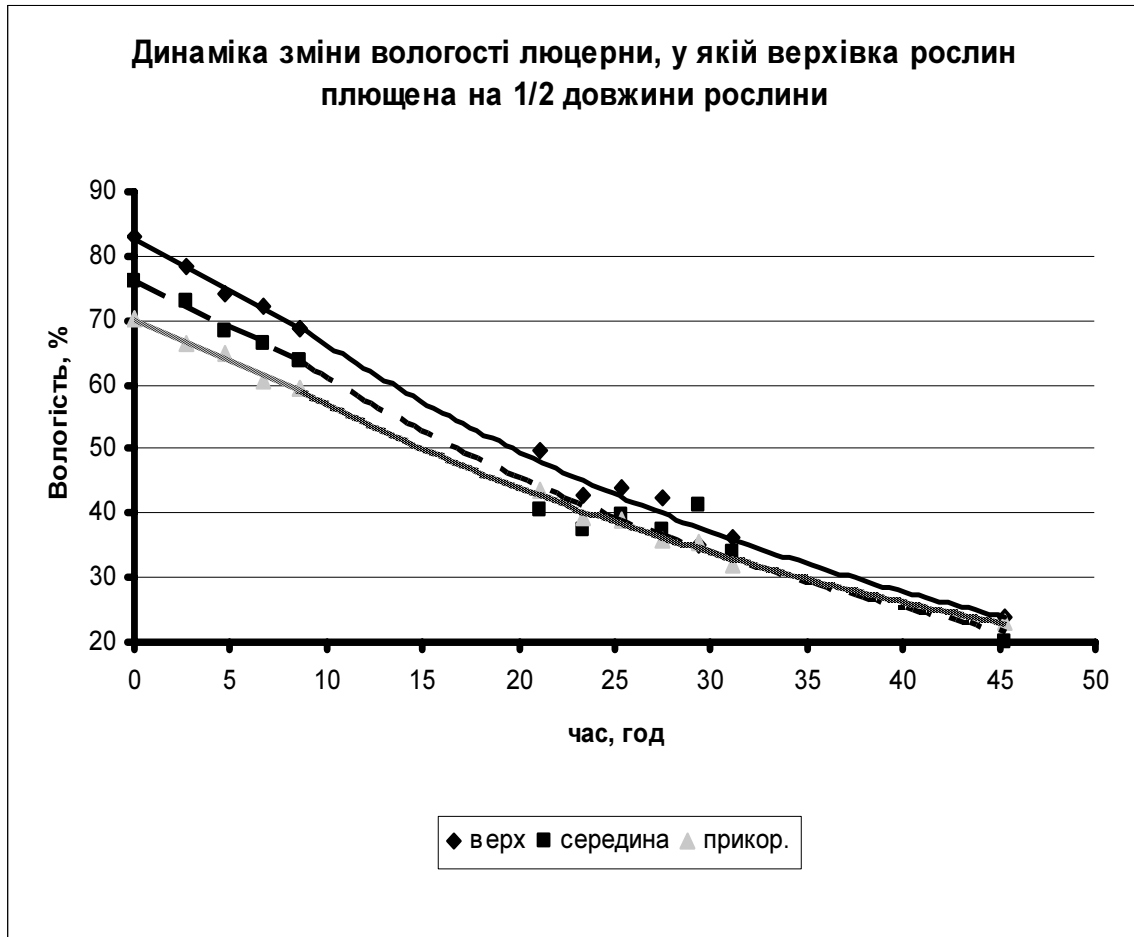


Рисунок 2 – Динаміка вологовіддачі половини плющеного стебла (верхня частина)

При аналізі вологовіддачі для рослин, у яких плющена верхня частина на  $\frac{1}{2}$  їх висоти (рис. 2) рослин видно, що всі частини рослини досягають бажаної вологості для зберігання майже одночасно. В порівнянні із попереднім графіком плющення верхньої частини призводить до вирівнювання вологовіддачі між різними частинами стебла за проміжок часу, який знаходиться у межах від 40 до 46 годин.

**Перспективи подальших наукових розвідок у даному напрямку.** Необхідно розробити експериментальну установку, яка дозволила б підтвердити лабораторні дослідження у польових умовах.

**Висновок.** Судячи з вище викладеного, необхідність в плющенні усього стебла відпадає. А це в свою чергу призводить до зменшення енерговитрат та підвищення якості проведення процесу плющення.

Оскільки прикоренева частина має щільність набагато більшу ніж верхня, то плющення тільки верхньої частини призведе до більш м'якого впливу робочих органів

плющильного аппарата на рослины, що позитивно відіветься на збереженні вегетативних частин рослин.

## Список літератури

1. Андреев А.В., Асланов И.Е. и др. Справочник по кормопроизводству. – М.: Колос, 1973.
2. Алдошин Н.В. Индустриальная технология производства кормов. – М.: Агропромиздат, 1986. – 175 с.
3. Анализ условий плющения стеблей люцерны. Mikulik J. Rorbor podminek mackoni (Lamani) Lagyh Woitesky, «Zeneed, techn». 1969, 15, №10 – 11, S.607 – 612. (Чехия).
4. Беженарь Г.С.//Условия обработки кормовых трав электрическим током на плющильных вальцах. – Механизация сельскохозяйственного производства. Киев. 1979. Научные труды УСХА. Выпуск 224. Под ред. Назаренка Н.А.
5. Брижатов Г.М., Новиков Е.В., Хрупов А.А. Исследование процесса плющения и приваливания растений. Научно – технический бюлетень. Вып. 3 – 4 . Сибир НИИ кормов. 1978. С.43 – 50.
6. Нэш М. Дж. Консервирование и хранение сельскохозяйственных продуктов: Справочная книга (пер. с англ.Н.А. Габеловой, Н.В. Гауелия; Под ред. и с предисл. В.И. Аниськина) – М.:Колос, 1981. – 311с.
7. Особов В.И., Васильев Г.К. Сеноуборочные машины и комплексы. – М.: Машиностроение, 1983. – 304 с.
8. Павлов Д.В. Кондиционирующие устройства ротационных косилок для ускорения сушки скашиваемых трав // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1989, №1. - С.18 – 20.
9. Межгосударственный стандарт. ГОСТ 27548 – 97 «Корма растительные. Методы определения содержания влаги».

Суть данной работы состоит в более глубоком исследовании динамики влагоотдачи разных частей растений, а именно стебля. Исследованная динамика позволит предложить технические и технологические решения с целью уменьшения потерь как при обработке так и при сушении трав в поле.

Essence of this work is more more deep research of change of humidity of different parts of plants, namely stems. An investigational dynamics will allow to decide the row of technical and technological questions with the purpose of diminishing of losses, as at till so at drying of herbares in the field.

## Модифікування технології лазерної обробки деталей сільськогосподарської техніки

В статті описано особливості технології обробки спряжених пар деталей сільськогосподарської техніки методом лазерного зміцнення  
**поверхня, фокусатор, лазер, обробка, зміцнення, техніка, деталь**

**Вступ.** Лазерний промінь (як концентроване джерело енергії) має значні технологічні можливості для виконання розкрою матеріалів, термічних, наплавлювальних робіт у сільськогосподарському машинобудуванні [1]. У промисловості найбільше поширення отримали CO<sub>2</sub>-лазери потужністю 1-10 кВт, причому розмір лазерного пучка, сфокусованого на поверхні оброблюваної деталі, зазвичай не перевищує 8...10 мм. Тому обробку деталей великої площі доводиться проводити з послідовним накладенням «доріжок зміцнення» (треків), що із-за появи зон відпалу на стиках доріжок завжди приводить до неоднорідності обробки.

**Теоретичні передумови.** Швидке сканування гостросфокусованого лазерного пучка по поверхні оброблюваної деталі дозволяє отримати однорідніший зміцнений шар, але вимагає застосування складних оптико-механічних пристроїв (сканаторів), які забезпечують переміщення лазерного променя по оброблюваній поверхні за певним законом з високою швидкістю (частота сканування - сотні герц). Але такі системи складні і недостатньо надійні для промислового застосування [1].

У декілька разів збільшити ширину доріжки зміцнення за один прохід при незмінній потужності лазера можна, якщо відмовитися від традиційної круглої форми фокальної плями і перейти до плями у формі вузької смужки, переміщеної перпендикулярно своїй довгій стороні. Зміна форми фокальної плями і, отже, форми поверхневого джерела тепла приводить до зміни термічного циклу нагрівання і охолодження оброблюваного матеріалу. При рівності інтенсивностей і швидкостей переміщення джерел нагрівання по поверхні оброблюваної деталі час нагрівання і теплонасичення для джерела смужкової форми менші, а градієнт температури і швидкість охолодження вищі, ніж для джерела круглої форми і такої ж площі. Це означає, що умови нагрівання і тепловідведення при обробці круглим і смужковим пучками істотно розрізняються, що може приводити до відмінностей в характеристиках зміцнених поверхневих шарів. В даній роботі пропонується формування лазерних пучків здійснювати відображаючими оптичними елементами (фокусаторами випромінювання). На відміну від лінзових і металевих об'єктивів фокусатори випромінювання мають менші розміри і дозволяють в заданий момент часу отримати необхідну форму світлової плями і розподілу щільності випромінювання.

**Мета досліджень.** Для з'ясування технологічних можливостей термообробки металу лазерним пучком смужкової форми в роботі було проведено експериментальне дослідження такої обробки з обробкою пучком традиційного круглого перерізу.

**Методика досліджень.** Об'єктами досліджень служили зразки у вигляді циліндрів або плоских брусків з конструкційної сталі 45, широко вживаною в машинобудуванні. Зразки, на поверхню яких заздалегідь наносилося поглинаюче покриття (типу КПФ), оброблялися безперервними CO<sub>2</sub>-лазерами. Доза опромінювання

регулювалася зміною потужності лазерів в межах 1-8 кВт і швидкості переміщення зразка під лазерним променем в межах 5-25 мм/с. Діапазон доз опромінювання, в якому проводилися дослідження, як для круглого, так і для смужкового пучка складав 0,8-9 кДж/см<sup>2</sup>, що відповідає діапазону щільності потужності у фокальній плямі 2,7-17 кВт/см<sup>2</sup> [ 1 ].

Для формування смужкового пучка використовувалися дифракційні відбивні фокусатори лазерного випромінювання. Такі фокусатори перевершують циліндрові лінзи і дзеркала, як за якістю фокусування, так і за експлуатаційними параметрами. Всі ці фокусатори працювали при куті падіння променя 45°, (вони були одночасно фокусуючими і поворотними елементами), фокусна відстань складала 30 мм. Набір з чотирьох фокусаторів забезпечував формування фокальних плям у вигляді майже прямокутних смужок завдовжки 15, 20 і 25 мм при ширині від 1 до 2,5 мм. Ширина смужки залежала від режиму роботи лазера і була мінімальною при одномодовому режимі. Розподіл інтенсивності по довжині смужки у трьох фокусаторів був близьким до рівномірного, а четвертий формував смужку розміром 15x1 мм із збільшеною на кінцях інтенсивністю випромінювання відповідно до рекомендацій, сформульованих в [2]. Загальний вид оптичного пристрою представлено на рисунку 1.

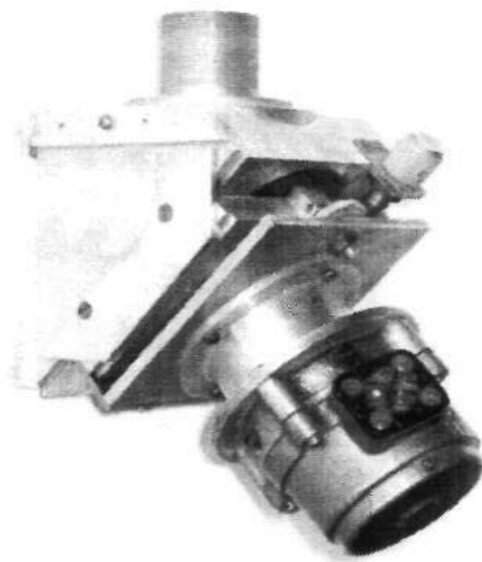


Рисунок 1- Загальний вид динамічного фокусатора

Формування круглого пучка здійснювалося лінзою з КС1 з  $f=200$  мм . Зразок розташовувався за фокусом лінзи в пучку, що розходить. Для отримання одноріднішого розподілу інтенсивності випромінювання на поверхні зразка обробка круглим пучком проводилася при роботі лазерів в багатомодовому режимі. Дослідження структур та мікротвердості виконували на металографічному мікроскопі Neofot – 21 і приставці ПМТ – 3 за відомими методиками.

**Результати досліджень.** МікродюрOMETричні дослідження зразків, підданих лазерній обробці, показали, що залежності мікротвердості зміцненого шару від дози опромінювання  $E$  і швидкості переміщення зразка  $v$  при обробці смужковим пучком близькі до відповідних залежностей, отриманих при обробці круглим пучком, але при обробці смужковим пучком на 10 — 30% вище, ніж при обробці круглим пучком (за інших рівних умов). Графіки залежностей ( $E$ ) і ( $v$ ) представлені на рисунках 2 і 3.

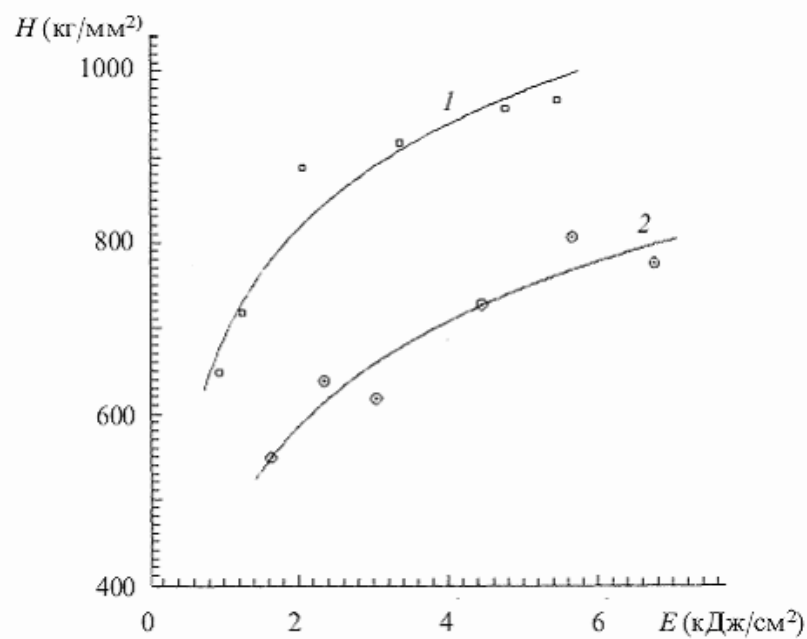


Рисунок 2 – Залежності мікротвердості на поверхні зміцненого шару від дози опромінювання при  $v = \text{const}$  і використанні смужкового (1) і круглого (2) пучків

Залежність глибини зміцненого шару  $h$  від дози опромінювання при обробці смужковим пучком практично ідентична аналогічній залежності для обробки пучком круглої форми при  $E = 2 \text{ кДж/см}^2$ . При великих дозах опромінювання ( $E > 2 \text{ кДж/см}^2$ ) глибина зміцненого шару у разі обробки смужковим пучком зростає повільніше, ніж при обробці круглим (рисунок 3). Сильніше виражена і залежність  $h(v)$  при обробці круглим пучком, ніж при обробці смужковим пучком.

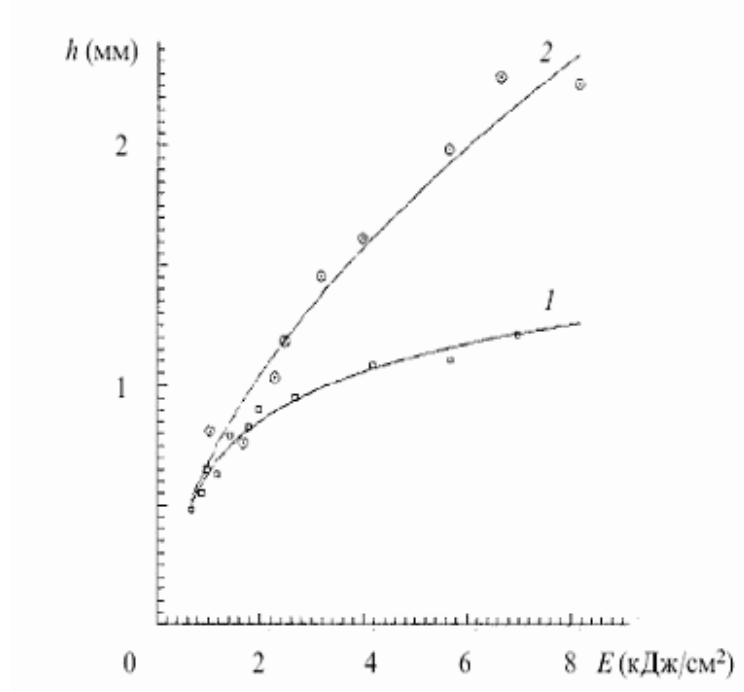


Рисунок 3 – Глибина зони лазерного гартування залежно від дози опромінювання при  $v = \text{const}$  для смужкового (1) і круглого (2) пучків на відстані 1,5 мм від її краю (2, 4)

Таким чином, результати обробки смужковим пучком при  $E > 2$  кДж/см і  $v < 15$  мм/с менш чутливі до варіацій  $E$  і  $v$ , що виникає в процесі обробки, ніж результати обробки пучком круглої форми.

Для обробки деталей, розміри яких більше довжини лазерної смужки, застосовувався фокусатор, що формує смужковий пучок із спеціальним неоднорідним розподілом інтенсивності по довжині смужки, - інтенсивність до кінців смужки збільшувалася по певному закону. Обробка поверхні зразка проводилася смугами «встик», без накладання. Відносне зменшення  $H$  на стиках смуг було в 1,5-2 рази менше, ніж при аналогічній обробці пучком круглого перерізу з однорідним розподілом інтенсивності.

**Висновки.** Застосування динамічних фокусаторів випромінювання в технологічних процесах лазерної обробки розширяє можливості лазерної технології, підвищуючи її конкурентоздатність.

Використання лазерного пучка великої протяжності забезпечує (в порівнянні з обробкою пучком круглої форми) і вищу при тій же потужності продуктивність термообробки. Площа поверхні, що обробляється за одиницю часу смужковим пучком при цілком достатній для практики глибині зміцненого шару (0,5 – 0,7 мм), виявляється в 2 - 4 рази більше (залежно від режиму обробки), ніж при обробці круглим пучком тієї ж потужності.

## Список літератури

1. Handbook of laser processing / ed. J.F. Ready. – Orlando: Laser Institute of America; Magnolia publ. Inc., 2001. – 715 p.
2. Golub M.A. Infra-red radiation focusators/ M.A.Golub, I.N.Sisakian, V.A.Soifer // Optics and lasers engineering. – 1991. – V.15. – No. 5. – P. 297-309

В статье описано особенности технологии обработки сопряженных пар сельскохозяйственных машин методом лазерного упрочнения.

In article it is described features of manufacturing techniques of the connected pairs agricultural mashins by a method of lasers hardening.

## Аналіз впливу конструктивних параметрів захватних пристроїв роботів на сумарні сили затиску деталей

В даній статті наведено приклад розрахунку сумарних сил затиску захватних пристроїв при вертикальному його розміщенні і дії сили інерції під певним кутом. Це дає змогу дослідити процес затиску деталі та вплив конструктивних, а також функціональних характеристик захватних пристроїв промислових роботів на сумарні сили затиску.

**захватні пристрої, силові розрахунки, сумарні сили затиску, промислові роботи**

Утримування деталей захватом здійснюється чотирма силами, які відносяться до двох затискних призм. Таким чином кожна з призм створює по дві сили затиску, які через відповідні важелі та проміжні передачі передаються на двигун привода захватного пристрою. Тому важливо визначити сумарні сили, створювані кожною затискною призмою.

Вирішення цієї задачі здійснюється за умови коли сумарні сили на кожній із затискних призм проходять через центр призми та центр утримуваної деталі. Це найбільш доцільний варіант, так як визначені сили прикладаються до центру призми і такі сили зручно приводити через проміжні передачі до двигуна привода захватного пристрою. За прийнятої умови, складаємо розрахункову схему для вертикально орієнтованого пристрою (рис.1). Для зручності, сили затиску  $P_1$ ;  $P_2$ ;  $P_3$ ;  $P_4$  приведені до центру утримуваної деталі. Проектуємо векторно сили затиску на вісь симетрії призми. Тоді сумарна сила затиску для лівої призми буде:

$$P_{c1} = P_1 / \sin \alpha / 2 + P_2 / \sin \alpha / 2 = (P_1 + P_2) / \sin \alpha / 2. \quad (1)$$

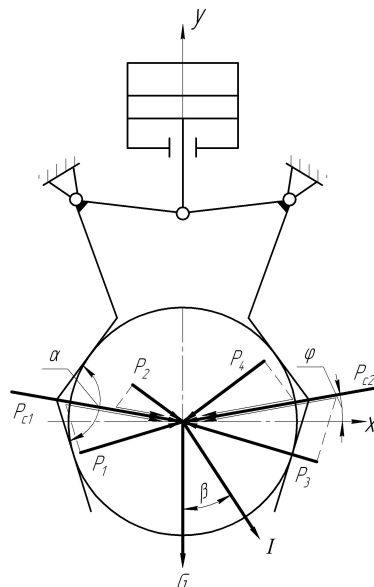


Рисунок 1 – Розрахункова схема для визначення сумарних сил затиску ( $\varphi > 0$ )

Подібно знаходиться сумарна сила затиску для правої призми:

$$P_{c2} = (P_3 + P_4) / \sin \alpha/2, \quad (2)$$

де  $\alpha$  – кут призми.

Загальна сумарна сила затиску утримуваної деталі двома призмами буде:

$$P_c = P_{c1} + P_{c2} = (P_1 + P_2 + P_3 + P_4) / \sin \alpha/2. \quad (3)$$

Підставляючи в отримані рівняння раніше визначені сили затиску для вище наведеної розрахункової схеми [4], отримуємо:

$$P_{c1} = \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 + \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi)] \cdot \sin \alpha/2}; \quad (1)$$

$$P_{c2} = \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 + \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi)] \cdot \sin \alpha/2} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\sin \alpha \cdot \sin \alpha/2} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 + \varphi)}{\sin \alpha \cdot \sin \alpha/2}.$$

При  $\varphi = 0$  сумарні сили затиску будуть:

$$P_{c1} = \frac{G + I \cos \beta}{2(\cos \alpha/2 + f \cdot \sin \alpha/2) \cdot \sin \alpha/2}; \quad (4)$$

$$P_{c2} = \frac{G + I \cos \beta}{2(\cos \alpha/2 + f \cdot \sin \alpha/2) \cdot \sin \alpha/2} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos \alpha/2}{\sin \alpha \cdot \sin \alpha/2} + \frac{2 \sin \beta \cdot \cos \alpha/2}{\sin \alpha \cdot \sin \alpha/2}. \quad (5)$$

При співпаданні сили інерції  $I$  з вагою деталі  $G$  (при  $\beta = 0$ ) сумарні сили затиску визначаються:

$$P_{c1} = \frac{G + I}{2(\cos \alpha/2 + f \cdot \sin \alpha/2) \cdot \sin \alpha/2}; \quad (6)$$

$$P_{c2} = \frac{G + I}{2(\cos \alpha/2 + f \cdot \sin \alpha/2) \cdot \sin \alpha/2}. \quad (7)$$

Загальна сумарна сила затиску при цих умовах:

$$P_c = P_{c1} + P_{c2} = \frac{G + I}{(\cos \alpha/2 + f \cdot \sin \alpha/2) \cdot \sin \alpha/2}. \quad (8)$$

Для варіанту коли вершина затискного пристрою зміщена вниз від горизонтальної вісі (рис.2) сумарні сили затиску визначаються подібно, і в підсумку дорівнюють:

$$P_{c1} = \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 - \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)] \cdot \sin \alpha/2}; \quad (9)$$

$$P_{c2} = \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 - \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)] \cdot \sin \alpha/2} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 + \varphi)}{\sin \alpha \cdot \sin \alpha/2} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\sin \alpha \cdot \sin \alpha/2}.$$

По отриманих рівняннях виконано дослідження впливу на величину необхідних сил затиску конструктивних параметрів захватного пристрою, умов затиску та напрямків переміщення утримуваних деталей. Нижче наведено приклад результатів досліджень для вертикально розміщеного захватного пристрою коли вершини призм зміщені від захватного пристрою  $\varphi > 0$  (табл. 1).

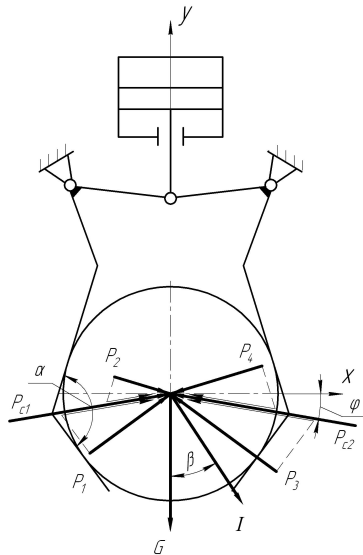


Рисунок 2 – Розрахункова схема для визначення сумарних сил затиску ( $\varphi < 0$ )

Таблиця 1 - Вихідні дані для побудови залежностей сил затиску (P) від кута призми ( $\alpha$ ) та від напрямку сили інерції ( $\beta$ )

№ кривої	Сили затиску	Умови затиску							
		для P( $\alpha$ )				для P( $\beta$ )			
		$\varphi$	I	$\beta$	f	$\varphi$	I	$\alpha$	f
1	$P_{c1}$	10°	G	90°	0,1	10°	G	120°	0,1
2	$P_{c2}$								
3	$P_c$								
4	$P_{c1}$	10°	G	0°	0,1	10°	0.5G	120°	0,1
5	$P_{c2}$								
6	$P_c$								

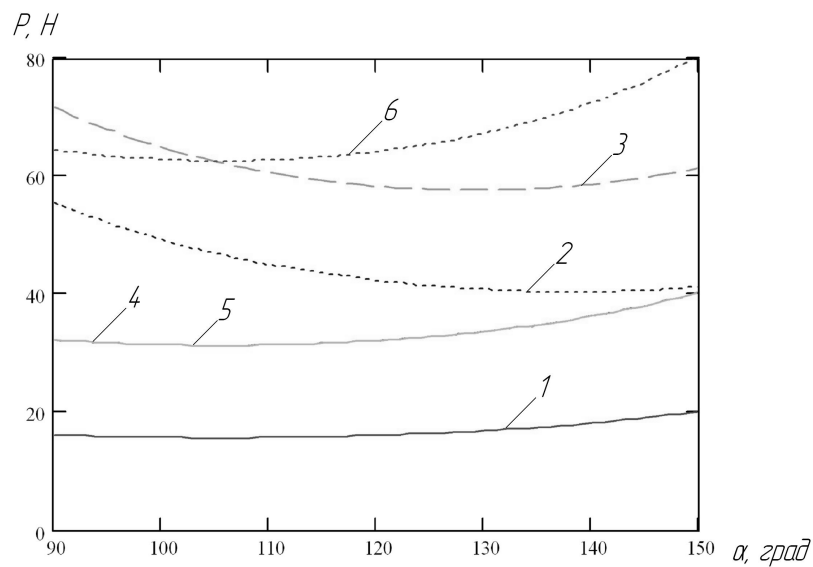


Рисунок 3 – Графіки впливу кута затискних призм ( $\alpha$ ) на сили затиску (P)

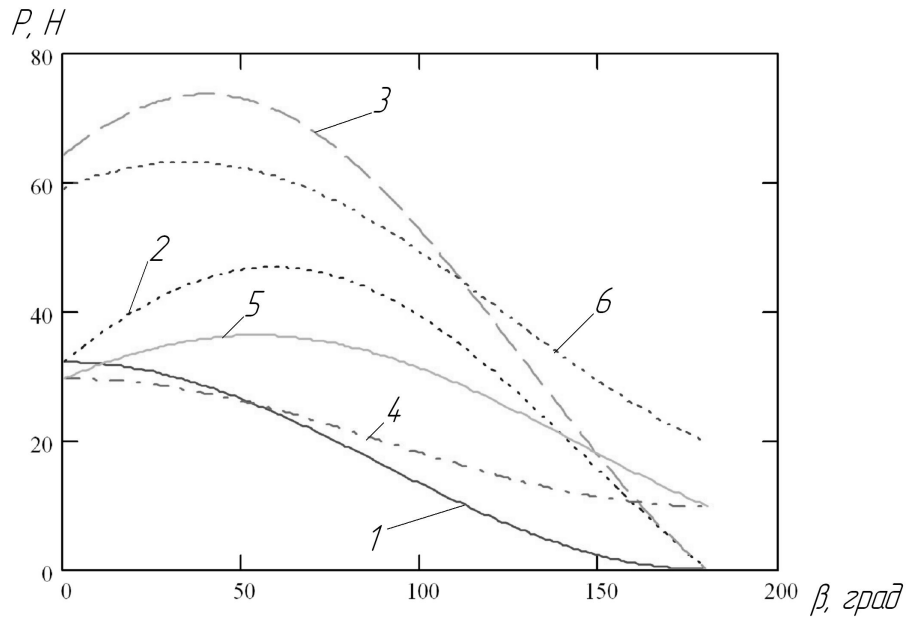
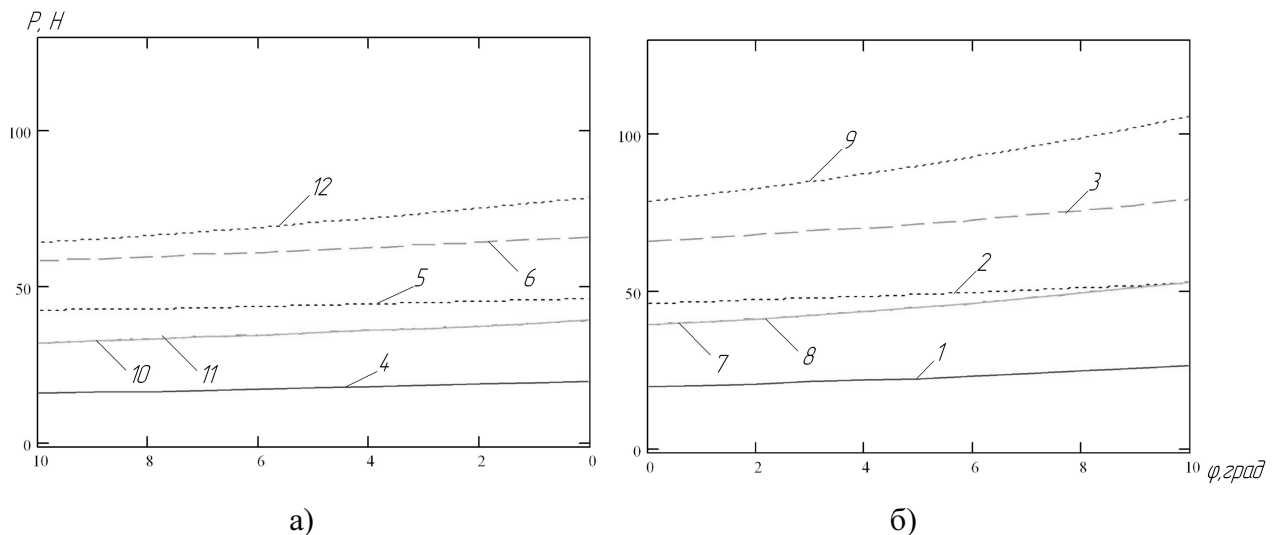


Рисунок 4 – Графіки впливу напрямку сили інерції ( $\beta$ ) на сили затиску ( $P$ )

Дослідження впливу кута зміщення вершин призми ( $\varphi$ ) на сумарні сили затиску (рис.5) виконано по результатам розрахунків наведених в табл.2.

Таблиця 2 - Вихідні дані для побудови залежностей сил затиску від кута розміщення затискних призм ( $\varphi$ )

№ крив. на графіку	Зміщення вершин затискних призм	Сили затиску	Умови затиску для $P(\varphi)$			
			$\beta$	$I$	$\alpha$	$f$
2	3	4	5	6	7	8
1	в сторону захватного пристрою	$P_{c1}$	$90^\circ$	$G$	$120^\circ$	$0,1$
2		$P_{c2}$				
3		$P_c$				
4	в сторону від захватного пристрою	$P_{c1}$				
5		$P_{c2}$				
6		$P_c$				
7	в сторону захватного пристрою	$P_{c1}$	$0^\circ$	$G$	$120^\circ$	$0,1$
8		$P_{c2}$				
9		$P_c$				
10	в сторону від захватного пристрою	$P_{c1}$				
11		$P_{c2}$				
12		$P_c$				



а) - вершина призми зміщена в сторону від захватного пристрою; б) - вершина призми зміщена в сторону захватного пристрою

Рисунок 5 – Графіки впливу зміщення вершини призми ( $\varphi$ ) на сили затиску ( $P$ )

Із виконаного аналізу впливу характеристик захватних пристроїв промислових роботів на сумарні сили затиску  $P_c$ , з якого можна зробити наступні висновки: при вертикальному розміщенні захватного пристрою, коли одночасно здійснюється рух захвату в горизонтальному та вертикальному напрямку, найбільш доцільним є використання затискних призм з кутом  $\alpha=100^\circ\div 120^\circ$  (див.рис.3), а вплив напрямку сили інерції на величину сумарних сил затиску є найбільшим в межах  $\beta=30^\circ\div 60^\circ$  (див.рис.4). Досліджено залежності сумарних сил затиску  $P_c$  від кута розміщення вершин призм ( $\varphi$ ), з яких видно (див.рис.5), що сили збільшуються при зміщенні вершин призм в сторону до захватного пристрою ( $\varphi > 0$ ). Якщо зміщення вершин відбувається в сторону від захватного пристрою ( $\varphi < 0$ ), то сумарні сили зменшуються.

## Список літератури

1. Павленко И.И. Расчёт механических захватных устройств роботов./ Проблемы прочности, надёжности и долговечности деталей и конструкций. – Кировоград, 1983. – С.35-36.
2. Детали и механизмы роботов.: Основы расчёта, конструирования и технологии производства: Учеб. Пособие / Под ред. Б.Б.Самотоккина.-К.: Вища шк., 1990.- 343с.
3. Механика промышленных роботов. Учеб. Пособие для вузов: В 3-х кн./ Под ред. К.В.Фролова, Е.И.Воробьёва. Кн.2: Расчёт и проектирование механизмов / Е.И.Воробьёв, О.Д.Егоров, С.А.Попов.- М.: Высш.Шк.,1988 – 368с.
4. Павленко И.И.,Годунко М.О.,Мажара В.А. Исследование силовых нагрузок захватных устройств промышленных роботов./ Високі технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць НТУ «ХП», - Харків, 2008 – С.216-220.

В данной статье приведен пример расчета суммарных сил зажима захватных устройств при вертикальном его размещении и действии силы инерции под определенным углом. Это дает возможность исследовать процесс зажима детали и влияние конструктивных, а также функциональных характеристик захватных устройств промышленных роботов на суммарные силы зажима.

In this article the example of calculation of total forces of clamp of grippers is resulted at his vertical placing and action of force of inertia under a certain corner. It enables to probe the process of clamp of detail and influence structural, and also functional descriptions of grippers of industrial robots on total forces of clamp.

**С.І. Осадчий, доц., канд. техн. наук, І.А. Шаповалова, ас., В.Ф. Гамалій, проф.,  
д-р фіз.-мат. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**Б.М. Гончаренко, проф., д-р техн. наук**

*Національний університет харчових технологій*

## Робастна стійкість стохастичної системи стабілізації потужності різання

В статті викладено аналіз робастної стійкості стохастичної системи стабілізації потужності різання.

**робастна стійкість, оптимальний регулятор, неструктуровані збурення, невизначеність**

На сьогоднішній день найбільш розповсюдженими лісопилним обладнанням є стрічкові пилорами з розділним приводом. Розпилювання деревини на пиломатеріали на верстатах даного класу є енергоємною та важливою операцією при виконанні первинної обробки деревини.

Одним із способів підвищення енергетичної ефективності та продуктивності, а також покращення якості обробки на деревообробних верстатах є застосування систем управління режимами деревообробки, які мають технологічний зворотній зв'язок для підтримання на заданому рівні одного або декількох параметрів. Для стрічкових пилорам в якості такого параметру використовується потужність різання, що вимірюється як споживана потужність електроприводу головного руху.

На основі нових підходів [1,2] до створення системи стабілізації потужності різання на стрічковій пилорамі визначено нові моделі динаміки об'єкту управління (системи "деревообробний верстат – процес різання") та збурень, які супроводжують процес обробки [5], а також знайдено структуру та параметри оптимального регулятора, який забезпечує підвищення точності стабілізації потужності різання на два порядки [6].

Слід зауважити, що функціонування системи стабілізації потужності різання відбувається в умовах невизначеності, яка проявляється в наступному:

- різучі властивості інструменту безперервно змінюються і складно визначити його характеристики в даний момент часу;
- властивості технологічної системи верстата невизначені, оскільки піддаються впливу випадкових збурень, які важко виявити;
- фізико – механічні властивості деревини змінюються випадковим чином від колоди до колоди.

Як відомо, здатність системи зберігати стійкість за наявності невизначеностей характеризується робастною стійкістю [3, 4]. В результаті аналізу існуючих методів та алгоритмів визначення робастної стійкості обрано метод викладений в [4].

В термінах сформульованих в роботі [4] регулятор робастно стабілізує об'єкт керування, якщо він стабілізує будь – яку збурену модель  $W_{\Delta}$ , яка є комбінацією номінальної моделі  $W$  та невизначеності  $\Delta \in D$ , де  $D$  є класом можливих невизначеностей, який включає випадок  $\Delta=0$ .

Таким чином, метою дослідження робастної стійкості системи стохастичної стабілізації потужності різання є визначення класу неструктурованих невизначеностей, вплив яких не призводить до втрати стійкості системи з оптимальним регулятором.

Для оцінки робастної стійкості використано теорему 5.15 з [4], згідно з якою регулятор  $W$  забезпечує стійкість нового об'єкту  $W_\Delta$  для будь-якого  $\Delta \in D_\varepsilon$  та будь-якого стандартного об'єкту  $W_0$ , який є стабілізованим та детектованим тоді і лише тоді, коли:

- система номінальний об'єкт + оптимальний регулятор ( $W$ ) є стійкою;
- $\infty$  - норма

$$\|\mathfrak{K}(W_0, W)\|_\infty \leq \varepsilon^{-1}, \quad (1)$$

де  $\|\cdot\|_\infty$  - норма допоміжної матриці передаточних функцій  $\mathfrak{K}(W_0, W)$ ;

$D_\varepsilon$  – клас допустимих невизначеностей, таких що

$$D_\varepsilon \triangleq D_{S_\varepsilon} \cup D_{U_\varepsilon} \quad (2)$$

та

$$D_{S_\varepsilon} \triangleq \{\Delta : \Delta \in RH_\infty; \|\Delta\|_\infty < \varepsilon\}; D_{U_\varepsilon} \triangleq \{\Delta : \Delta \in RL_\infty; \eta_1 = \eta_2; \|\Delta\|_\infty < \varepsilon\}$$

де  $\eta_1$  – число нестійких полюсів номінального об'єкту;

$\eta_2$  – число нестійких полюсів збуреного об'єкту;

$RH_\infty$  - підпростір функцій Харді, який складається із дійсних раціональних обмежених аналітичних в правій півплощині передаточних функцій;

$RL_\infty$  - аналогічний підпростір функцій Лебега.

Для виконання необхідних розрахунків відповідно до викладеної в [4] методики матриця передаточних функцій для стандартного об'єкту

$$W_0 = \begin{bmatrix} W_{11} & W_{12} \\ W_{21} & W_{22} \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Оскільки процедура синтезу [1,2] гарантує стійкість номінальної системи + оптимальний регулятор, то для досягнення поставленої мети необхідно знайти граничне значення  $\varepsilon$  для простору  $D_\varepsilon$ . Величина  $\varepsilon$  визначається із співвідношення:

$$\varepsilon = \frac{1}{\|\mathfrak{K}(W_0, W)\|_\infty}. \quad (4)$$

Виконаємо дослідження робастної стійкості для кожного виду невизначеностей відповідно до обраної методики.

Неструктурована адитивна непараметрична невизначеність в передаточній функції об'єкту керування визначається як [4]:

$$W_\Delta = W_{ob} + \Delta_A. \quad (5)$$

Відповідно матриця передаточних функцій стандартного об'єкту знаходиться як

$$W_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & W \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Згідно наслідку 5.1 теорему 5.15 з [4] регулятор  $W$  стабілізує об'єкт  $W_\Delta = W_{ob} + \Delta_A$  для будь-якого  $\Delta_A \in D_\varepsilon$  за умови

$$\|\mathfrak{K}(W_0, W)\|_\infty = \|W(1 - W_{ob}W)^{-1}\|_\infty \leq \varepsilon^{-1}. \quad (7)$$

Неструктурована мультиплікативна непараметрична невизначеність в передаточній функції об'єкту  $W_{ob}$  записується наступним чином [4]:

$$W_\Delta = (1 + \Delta_{w_0})W_{ob}. \quad (8)$$

Матриця передаточних функцій стандартного об'єкту за умови дії на нього зазначеної невизначеності:

$$W_0 = \begin{bmatrix} 0 & W \\ 1 & W \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Для забезпечення стійкості в даному випадку відповідно до наслідку 5.2 теорему 5.15 повинно виконуватись нерівність:

$$\|\mathfrak{K}(W_0, W)\|_\infty = \|W_{об}W(1 - W_{об}W)^{-1}\|_\infty \leq \varepsilon^{-1}. \quad (10)$$

Як встановлено в результаті структурної ідентифікації об'єкт керування описується диференціальним рівнянням вигляду:

$$Px = Mu + \psi.$$

Для аналізу робастної стійкості в умовах дії на об'єкт керування дробово – раціональної непараметричної невизначеності вигляду  $\Delta = [\Delta_n, \Delta_m]$  необхідно визначити клас передаточних функцій  $\Delta$ , при якому замкнута система з новим об'єктом

$$W_\Delta = (P + \Delta_n)^{-1} \cdot (M + \Delta_m) \quad (11)$$

та регулятором  $W$  буде стійкою.

Складові передаточної функції стандартного об'єкта (3) набувають вигляду [4]

$$W_{11} = \begin{bmatrix} 0 \\ -P^{-1} \end{bmatrix}, W_{12} = \begin{bmatrix} 1 \\ -P^{-1} \cdot M \end{bmatrix}, W_{21} = P^{-1}, W_{22} = P^{-1} \cdot M. \quad (12)$$

З урахуванням рівняння регулятора  $W$  [6] шукана допоміжна матриця знаходиться як

$$\mathfrak{K}(W_0, W) = \begin{bmatrix} F_u^\psi \\ -P^{-1}(1 + M \cdot F_u^\psi) \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Аналіз робастної стійкості виконувався для передаточної функції об'єкту та регулятора знайденого для досліду, який відповідає обробці гострим інструментом сухої деревини при малій висоті пропилу (дослід 1)  $W_I$  та при виконанні обробки затупленим інструментом вологої деревини  $W_{II}$  (дослід2). Структури моделей динаміки об'єкту  $W_{об}$ , оптимального регулятора  $W$  та передаточна функція замкнутої системи  $F_u^\psi$  мають вигляд [5,6]

$$W_{об}(s) = \frac{M(s)}{P(s)} = \frac{k_{об}(T_{об1}^2 s^2 + 2\zeta_1 T_{об1} s + 1)(T_{об2}^2 s^2 + 2\zeta_2 T_{об2} s + 1)}{(T_{об3}^2 s^2 + 2\zeta_3 T_{об3} s + 1)(T_{об4}^2 s^2 + 2\zeta_4 T_{об4} s + 1)}, \quad (14)$$

$$W = \frac{k(T_1^2 s^2 + 2\zeta T_1 s + 1)}{(T_2^2 s^2 + 2\zeta T_2 s + 1)}, \quad (15)$$

$$F_u^\psi = \frac{k_u(T_{1u}^2 s^2 + 2\zeta_{1u} T_{1u} s + 1)}{(T_{2u}^2 s^2 + 2\zeta_{2u} T_{2u} s + 1)(T_{3u}^2 s^2 + 2\zeta_{3u} T_{3u} s + 1)(T_{4u}^2 s^2 + 2\zeta_{4u} T_{4u} s + 1)}. \quad (16)$$

Значення параметрів моделей, які входять до виразів (14), (15), (16) наведені в таблицях 1, 2, 3 відповідно.

Таблиця 1 – Параметри передаточної функції об'єкту

№ досліду	$k_{об}$	$T_{об1}$	$\zeta_{об1}$	$T_{об2}$	$\zeta_{об2}$	$T_{об3}$	$\zeta_{об3}$	$T_{об4}$	$\zeta_{об4}$
дослід 1	-0.63	5	0.45	1.25	0.75	6.6	0.84	1.82	0.2
дослід 2	-0.8	1.667	0.3	1.17	0.75	4	0.26	0.37	0.62

Таблиця 2 – Параметри передаточної функції регулятора

№ досліду	$k$	$T_1$	$\zeta_1$	$T_2$	$\zeta_2$
дослід 1	10.3	2.55	0.7	1.98	0.72
дослід 2	58.5	1.2	0.64	1.57	0.68

Таблиця 3 – Параметри передаточної функції  $F_u^\psi$ 

№ досліду	$k_u$	$T_{1u}$	$\zeta_{1u}$	$T_{2u}$	$\zeta_{2u}$	$T_{3u}$	$\zeta_{3u}$
дослід 1	207.281	2.556	0.69	5.043	0.48	1.366	0.68
дослід 2	149.603	2.595	0.79	5.237	0.61	1.582	0.53

Після виконання підстановки відповідних даних до виразів (7), (10), (13) з урахуванням (14), (15), (16) та таблиць 1, 2, 3 знайдені граничні значення  $\epsilon$  для кожного типу невизначеностей. За результатами виконаних розрахунків складено таблицю 4

Таблиця 4 – Граничне значення  $\epsilon$ 

Тип невизначеності	Значення $\epsilon$	
	$W_I$	$W_{III}$
адитивна	0.6229	0.5130
мультиплікативна	0.2387	0.1788
дробово - раціональна	0.0068	0.0036

Аналіз отриманих даних показує, що оптимальний регулятор забезпечує стійкість замкнутої системи в умовах дії адитивної, мультиплікативної та дробово – раціональної невизначеностей.

Таким чином, отримано процедуру дослідження робастної стійкості системи стохастичної стабілізації потужності різання. На основі її застосування визначено, що система стабілізації потужності різання синтезована на основі сучасних підходів [1, 2] володіє властивістю робастності для неструктурованих адитивних, мультиплікативних та дробово – раціональних невизначеностей,  $\infty$  - норма яких не перевищує 0.6229, 0.2387, 0.0068 відповідно. Для подальшої схемної реалізації необхідно обрати регулятор, отриманий для умов досліду 1, оскільки саме при його застосуванні граничне значення показника  $\epsilon$  є найбільшим.

## Список літератури

1. Азарсков В.Н., Л.Н. Блохин, Л.С. Житецкий Методология конструирования оптимальных систем стохастической стабилизации – К.: НАУ, 2006. – 438с.
2. Блохин Л.Н. Оптимальные системы стабилизации – К.: Техника, 1982. – 144с.
3. Kwakernaak H. . Robust Control and  $H_\infty$  - Optimization//Automatica.-vol.29.- №2.- 1993.- P. 255 – 273
4. Методы классической и современной теории автоматического управления: Т.3: Синтез регуляторов систем автоматического управления/ Под ред. К.А. Пупкова и Н.Д. Егупова. – М.: МГТУ им. Баумана, 2004. – 614с.
5. Осадчий С.І., Шаповалова І.А. Динаміка системи «деревообробний верстат-процес різання в реальних експлуатаційних умовах»\Вісник Хмельницького національного технічного університету. - Хмельницький, 2007. - №3, Т.1. – С. 26-29.
6. Осадчий С.І., Шаповалова І.А. Синтез системи стохастичної стабілізації потужності різання на деревообробному верстаті\Збірник наукових праць КНТУ. Вип. 19. - Кіровоград, 2007, С. 48 – 53.

В статті подано аналіз робастної стійкості оптимальної системи стохастичної стабілізації потужності різання

The article contains the analysis of robust stability of the optimum system of stabilization of the power of cutting for woodworking machine-tool.

**В.Ф. Гамалій, проф., д-р фіз.-мат. наук, О.Й. Мажейка, проф., канд. техн. наук,  
М.В. Сторожук доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Розширення можливостей використання гідроприводів у сільськогосподарських машинах

В статті розглянуто застосування об'ємного гідромеханічного приводу мотовила зернозбирального комбайна, призначеного для забезпечення обертання мотовила і автоматичного регулювання частоти його обертання залежно від швидкості поступальної ходи комбайна.

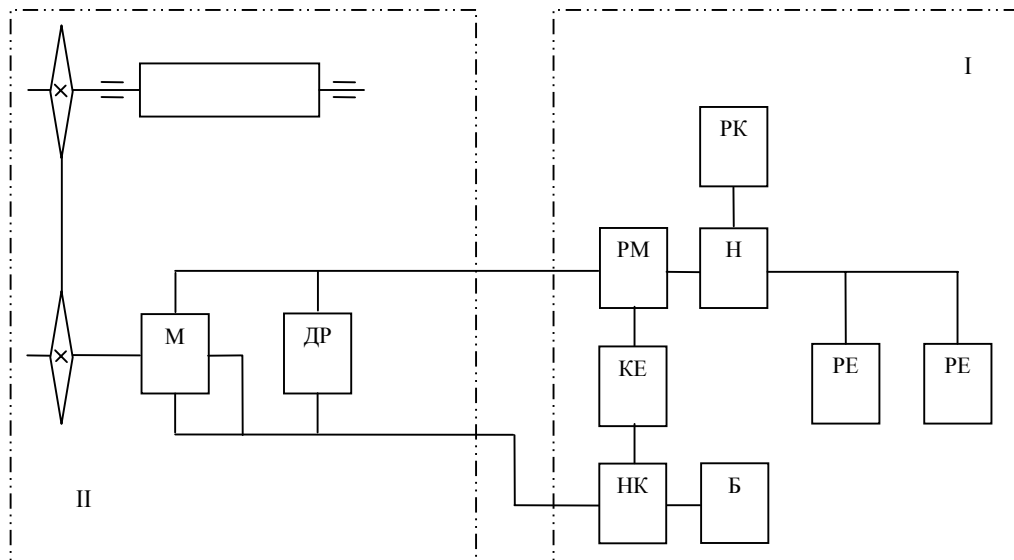
**частота обертання, поступальна швидкість, автоматична система, гідромеханічний привід**

**Вступ.** В процесі збирання зернових та зернобобових сільськогосподарських культур зернозбиральними комбайнами одним з резервів підвищення продуктивності є скорочення витрат продуктивності маси в процесі збиральних робіт. Відомо, що істотний вплив на величину втрат як зрізаним колосом, так і зерном, надає позиціонування мотовила щодо ріжучого апарату і співвідношення між собою лінійної швидкості планки мотовила  $V_m$  і поступальній швидкості комбайна  $V_k$ , тобто коефіцієнт  $\lambda = V_m/V_k$ . В ході технологічного процесу прибирання швидкість поступального руху комбайна  $V_k$  міняється під впливом ряду чинників (зміни культурної маси, рельєфу поля, опору руху агрегату і ін.). У зв'язку з цим для забезпечення оптимального співвідношення  $\lambda = V_m/V_k$  необхідно відповідно змінювати і лінійну швидкість вирішити шляхом автоматичного регулювання швидкості обертання мотовила  $\omega_m$  залежно від поступальної швидкості комбайна  $V_m$  [1].

**Мета досліджень.** Для вирішення проблеми синхронізації роботи мотовила в залежності від умов збирання зерна було проведено дослідження по з'ясуванню конструктивних і технологічних можливостей заміни механічного приводу мотовила зернозбирального комбайну на гідромеханічний привод (ГМП) з автоматичною системою регулювання.

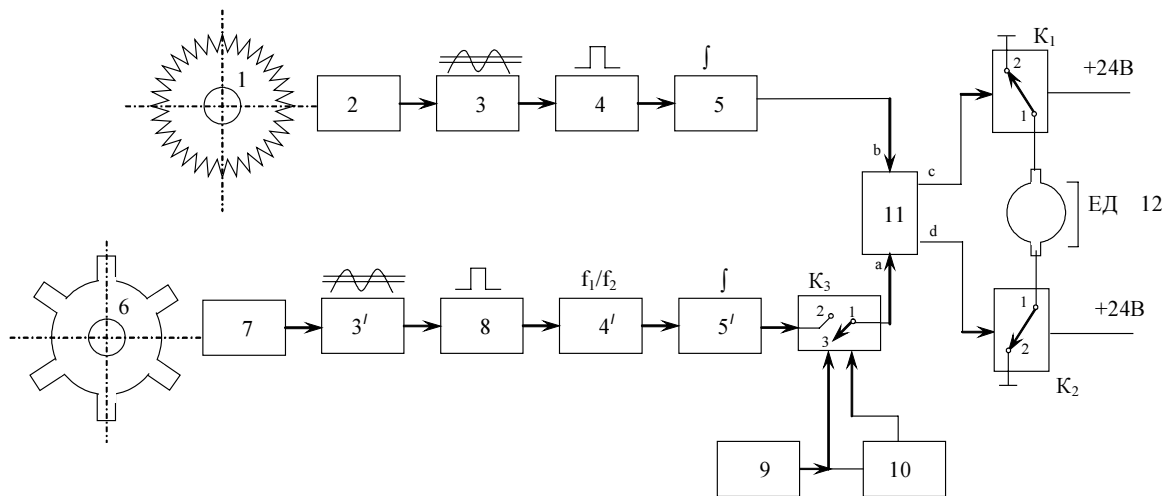
**Методика і результати досліджень.** Практична реалізація завдання по створенню системи автоматичного регулювання швидкості обертання мотовила ( $\omega_m$ ) залежно від поступальної швидкості комбайна ( $V_k$ ) потребувала завдання заміни механічного приводу мотовила комбайна на гідромеханічний, що також відповідає перспективній тенденції повної гідрофікації сільськогосподарської техніки з розгалуженою системою енергетичних потоків. Схема гідромеханічного приводу мотовила представлена на рисунку 1.

Керування ГМП здійснювалось за допомогою автоматичної системи регулювання частоти обертання мотовила в залежності от поступової швидкості комбайна [2]. На рисунку 2 представлена блок-схема електричної частини системи управління гідрооб'ємним приводом. Датчик швидкості обертання мотовила (крилатка 1) створює за допомогою перетворювача 2 імпульси, які поступають на підсилювач - обмежувач 3, що забезпечує постійність амплітуди імпульсів незалежно від швидкості обертання мотовила. Далі імпульси поступають на формувач 4 та інтегратор 5. Інтегратор виробляє на виході постійну напругу, величина якої пропорційна частоті імпульсів, що створюються датчиком 9.



I – схема гідросистеми робочих органів комбайна: Н – насос, Б – бак, НК – напірний клапан, KE – клапан електрокерований, РМ – секційний розподільник з мускульним управлінням, PE – секційні розподільники з електричним управлінням, РК – розподільник копичника; II – схема гідромеханічного приводу мотовила: М – гідромотор, ДР – дросель регульований

Рисунок 1- Структурна схема приводу мотовила



1- крилатка на осі гідромотора приводу мотовила; 2- перетворювач швидкості обертання мотовила; 3, 3'- підсилювач обмежувача; 4- формувач імпульсів; 4' - дільник частоти; 5, 5'- інтегратор, 6- крилатка перетворювача швидкості руху комбайна; 7- перетворювач швидкості руху комбайна ПРП-1М; 8 -розподільник частоти; 9- установки початкової швидкості обертання (при ручному і автоматичному режимі); 10- пристрій управління ключем К<sub>3</sub>, 11- блок керування перемиканням ключів К<sub>2</sub> і К<sub>3</sub>, К<sub>1</sub>, К<sub>2</sub>- ключі, що комутують живлення електромотора, дроселя, що керує роботою

Рисунок 2 - Блок-схема системи управління

Датчик швидкості руху комбайна (крилатка 6) створює імпульси, які за допомогою перетворювача 7, підсилювача обмежувача 3' формують імпульси і далі за допомогою підсилювача 8 зменшують частоту в 14 разів і знову формують їх формувачем 4'. З виходу інтегратора 5' постійна напруга, величина якої пропорційна швидкості комбайна, поступає на ключ К<sub>3</sub>. За допомогою блоків 10 і 11 виконується

початкова настройка пристрою. Блок керування, 11 перемикає ключі  $K_1$  і  $K_2$ , подаючи напругу живлення на електродвигун ЕД, що приводить в рух вісь керованого дроселя 7.

При збільшенні (зменшенні) швидкості комбайна збільшується (зменшується) напруга на вході (а) блоку керування 11. З виходів (с) і (d) поступають сигнали, що включають за допомогою ключів  $K_1$  і  $K_2$  електродвигун ЕД, при цьому змінюється положення осі керованого дроселя 7 так, що число обертів мотовила збільшується. При цьому збільшується напруга на вході (b) блоку керування 11 до тих пір, поки напруги на входах (а) і (b) не порівнюються і електродвигун ЕД не зупиниться. При цьому величина  $\lambda$  для заданої швидкості комбайна досягне необхідного значення.

Данна система була розроблена за участю спеціалістів ВАТ «Гідросила» (м.Кіровоград).

Дослідження роботи мотовила комбайна «Нива», оснащеного гідромеханічним приводом, проведені на полях господарства ТОВ «Лан» Новоукраїнського району Кіровоградської області при збиранні ярого ячменю і озимої пшениці, дозволили виявити вплив режимів роботи мотовила на втрати зерна за жнивваркою. Вказані дослідження роботи мотовила проводилися при режимах, приведених в таблиці 1.

Таблиця 1 - Результати експериментальних досліджень впливу режимів роботи мотовила на втрати зерна за жнивваркою

Зібрана культура	Позначення параметра	Значення				
		Ячмінь	$V_m$ , м/с	1,71	2,28	2,75
	$\lambda$	1,25	1,63	2,32	3,69	3,53
Пшениця	$V_{m1}$ , м/с	2,33	2,56	2,94	3,33	4,30
	$\lambda_1$	2,21	2,16	2,39	2,92	3,52

Результати проведених експериментів представлені на рисунку 3 у вигляді графіків на яких показані значення втрат зерна при збиранні ячменю і пшениці при різних значеннях  $\lambda$ . З цих графіків виходить, що оптимальне співвідношення швидкостей  $V_m$  і  $V_k$  у даному випадку  $\lambda = 2,5/3$ .

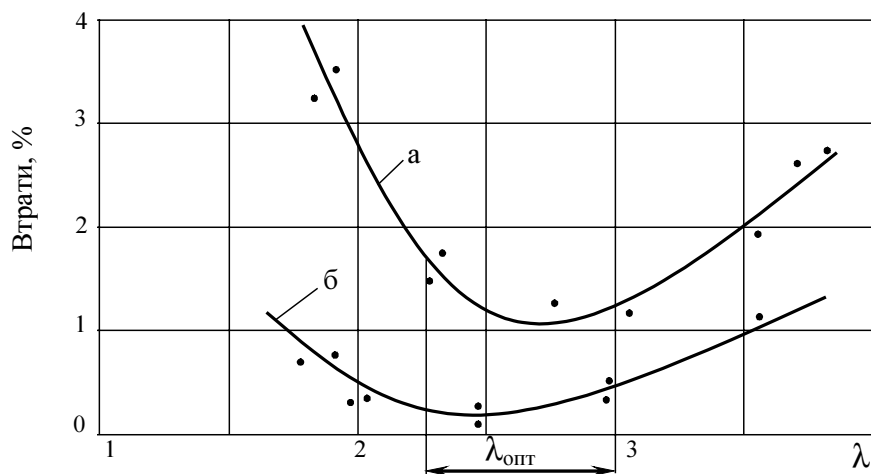


Рисунок 3 - Втрати зерна при збиранні ячменю (а) і пшениці (б)

**Висновки.** Заміна механічного приводу мотвила зернозбирального комбайна гідромеханічним дозволила автоматизувати регулювання швидкості обертання мотвила залежно від поступальної швидкості комбайна і тим самим понизити втрати зерна в процесі збиральних робіт.

Отримані результати можуть бути використані при розробці комплексного гідравлічного приводу зернозбиральних комбайнів з розгалуженою системою енергетичних потоків.

## Список літератури

1. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Е.С.Босой, О.В. Верняев, И.И.Смирнов, Е.Г.Султан-Шах / Под ред. Босого Е.С. – М.: Машиностроение, 1977. – 568 с.
2. Стефани Е.П. Основы построения АСУТП: Учеб.пособ. – М.: Энергоиздат, 1982. – 352 с.

В статье рассмотрено применение объемного гидромеханического привода мотвила зерноуборочного комбайна, предназначенного для обеспечения оборотов мотвила и автоматического регулирования частоты его вращения в зависимости от скорости поступательного движения комбайна.

In article it is described the layout of automated volume hidromechanical power of the harvester reel is designed and studied. The test results of mechanical and volume hidromechanical power are represented. The data proving advantages of volume hidromechanical power are shown.

**М.О. Ковришкін, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, доц., д-р техн. наук, Хамуйєла Ж.А. Герра, проф., Ph.D., Т.О. Хамуйєла, канд. техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет, Університет Агостіно Нето (м. Луанда, Ангола)*

## Удосконалення спеціальних черв'ячних фрез для обробки черв'ячних коліс

Визначено шлях удосконалення спеціальних черв'ячних фрез для обробки черв'ячних коліс черв'ячних передач з угнутих профілем витка черв'яка, що утворені за другим способом Олів'є. Знайдено рівняння для визначення максимальної кількості зубців черв'ячної фрези з поділенням профілю інструментальної рейки на довільне число частин. Розглянуті обмеження використання запропонованого способу поділення профілю інструментальної рейки.

**черв'ячна фреза, кількість зубців, черв'ячне колесо, механічна обробка, радіальна подача**

**Вступ.** Черв'ячні передачі з угнутих 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 [1]. Причиною високої навантажувальної здатності цього виду черв'ячних передач в першу чергу є геометрія контактуючих поверхонь. Проте розповсюдження в промисловості черв'ячні передачі з угнутих профілем витка черв'яка не отримали внаслідок ряду технологічних складностей виготовлення. Ці складності пов'язані з використанням спеціального зуборізного інструмента для формоутворення поверхонь витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса, що приводить до низької технологічності таких передач в цілому. Тому, удосконалення інструментального забезпечення для виготовлення таких черв'ячних передач є актуальною задачею.

**Аналіз літературних джерел.** В роботі [1] розглянуті черв'ячні передачі з угнутих профілем витка черв'яка синтезовані на основі другого способу Олів'є. В умовах цього способу черв'ячна фреза для механічної обробки зубців черв'ячного колеса є точною копією черв'яка.

В роботі [2] описано обробку черв'ячного колеса з  $m_2 = 1$  мм та числом зубців  $z_2 = 64$  способом радіальної подачі хвостовою одновитковою спеціальною черв'ячною фрезою з кількістю зубців  $z_0 = 4$  та констатується значна огранка зубців черв'ячного колеса.



Рисунок 1 – Хвостова одновиткова спеціальна черв'ячна фреза [2]

Спеціальні черв'ячні фрези, що працюють з тангенціальною подачею забезпечують більшу кількість профілюючих різів, що зменшує огранку зубців черв'ячного колеса, проте описану вище проблему це не вирішує.

Таким чином, спеціальні черв'ячні фрези для обробки черв'ячних коліс черв'ячних передач з угнутих профілем витка черв'яка потребують удосконалення.

**Мета роботи.** Поставимо за мету дослідження удосконалити спеціальні черв'ячні фрези для обробки черв'ячних коліс черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка.

**Матеріал і результати дослідження.**

Число зубців черв'ячної фрези без поділення профілю інструментальної рейки можна визначити на основі робіт [3,4].

Відомо [4], що максимально теоретично можливе число зубців черв'ячної фрези можна визначити так:

$$z_0 = 360^\circ / \varphi, \quad (1)$$

де  $\varphi$  – кут, що визначається по формулі  $\cos(\varphi) = (d_{a0} - h_0) / d_{a0}$ ;

$d_{a0}$  – зовнішній діаметр, мм;

$h_0$  – висота зуба стандартної фрези, мм.

Зовнішній діаметр черв'ячної фрези з тангенціальною подачею приймаємо враховуючи діаметр вершин витків черв'яка, радіальний зазор в передачі та запас на переточування відповідно до рекомендацій, викладених в роботі [3]:

$$d_{a0} = d_{a1} + 2(C + a), \quad (2)$$

де  $d_{a1}$  – діаметр вершин витків черв'яка, мм;

$C$  – радіальний зазор в передачі, тобто  $C = 0,2m$ , мм;

$a$  – запас на переточування, тобто  $a = 0,1m$ , мм.

Діаметр вершин витків черв'яка відповідно до [4] визначаємо так:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m_0, \quad (3)$$

де  $d_1$  – ділительний діаметр черв'яка, мм;

$h_a^*$  – коефіцієнт висоти головки витка,  $h_a^* = 1$ ;

$m_0$  – модуль, мм.

Ділительний діаметр черв'яка відповідно до [4] визначаємо так:

$$d_1 = m_0 q, \quad (4)$$

де  $q$  – коефіцієнт діаметра черв'яка.

Після підстановки (4) та (3) до (2) та відповідних математичних перетворень отримаємо:

$$d_{a0} = m_0 (q + 2,6). \quad (5)$$

Відомо [5], що максимальне число зубців черв'ячної фрези з поділенням по висоті на дві частини профілем інструментальної рейки визначається фрезою для першого проходу. Враховуючи те, що висота зуба фрези для першого проходу складає половину від висоти зуба стандартної фрези  $h_0$  плюс перекриття на величину  $e = 0,25m_0$  [5], то максимальне число зубців такої фрези  $z_{0max}$  визначатиметься так:

$$z_{0max} = \frac{360^\circ}{\arccos \left[ \frac{d_{a0} - \frac{h_0}{2} - \left[ \frac{h_0}{2} + e \right]}{d_{a0} - \frac{h_0}{2}} \right]}. \quad (6)$$

Відомо [6], що максимальне число зубців черв'ячної фрези з поділенням по висоті на три частини профілем інструментальної рейки визначається фрезою для першого проходу. Враховуючи те, що висота зуба фрези для першого проходу складає

третину від висоти зуба стандартної фрези  $h_0$  плюс перекриття на величину  $e = 0,25m_0$  [6], то максимальне число зубців такої фрези  $z_{0\max}$  визначатиметься так:

$$z_{0\max} = \frac{360^\circ}{\arccos \left[ \frac{d_{a0} - \frac{2h_0}{3} - \left[ \frac{h_0}{3} + e \right]}{d_{a0} - \frac{h_0}{3}} \right]} \quad (7)$$

Нехай інструментальна рейка буде поділена на  $n$  частин по висоті. Тоді, максимальне число зубців черв'ячної фрези з поділенням по висоті на  $n$  частин профілем інструментальної рейки визначається фрезою для першого проходу. Враховуючи те, що висота зуба фрези для першого проходу складатиме  $h_0/n$  від висоти зуба стандартної фрези  $h_0$  плюс перекриття на величину  $e$ , то максимальне число зубців такої фрези  $z_{0\max}$  визначатиметься так:

$$z_{0\max} = \frac{360^\circ}{\arccos \left[ \frac{d_{a0} - \frac{(n-1)h_0}{n} - \left[ \frac{h_0}{n} + e \right]}{d_{a0} - \frac{(n-1)h_0}{n}} \right]} \quad (8)$$

Після математичних перетворень (8) отримаємо:

$$z_{0\max} = \frac{360^\circ}{\arccos \left[ 1 - \frac{h_0 + ne}{nd_{a0} - (n-1)h_0} \right]} \quad (9)$$

На основі наведеної вище формули (9) проводилися відповідні розрахунки за допомогою MathCAD.

Розрахункові значення коефіцієнта діаметра черв'яка приймалися відповідно до ГОСТ 2144 та нормалі верстатобудування Н24-5.

Результати розрахунків максимального числа зубців спеціальної черв'ячної фрези в залежності від обраного поділення профілю інструментальної рейки наведено в табл.1.

Таблиця 1 – Результати розрахунків

$m_0$ , мм	$q$	$z_{0\max}$ без поділення, шт.	$z_{0\max}$ з поділенням, шт.			
			$n = 2$	$n = 3$	$n = 4$	$n = 5$
1	2	3	4	5	6	7
1	30	11	20	23	26	28
	22	10	17	20	22	24
	20	9	16	19	21	23
	16	8	14	17	19	20
	12,5	8	13	15	17	18
	10	7	12	13	15	16
2	26	11	18	22	24	26
	19	9	16	18	21	22
	16	8	14	17	19	20

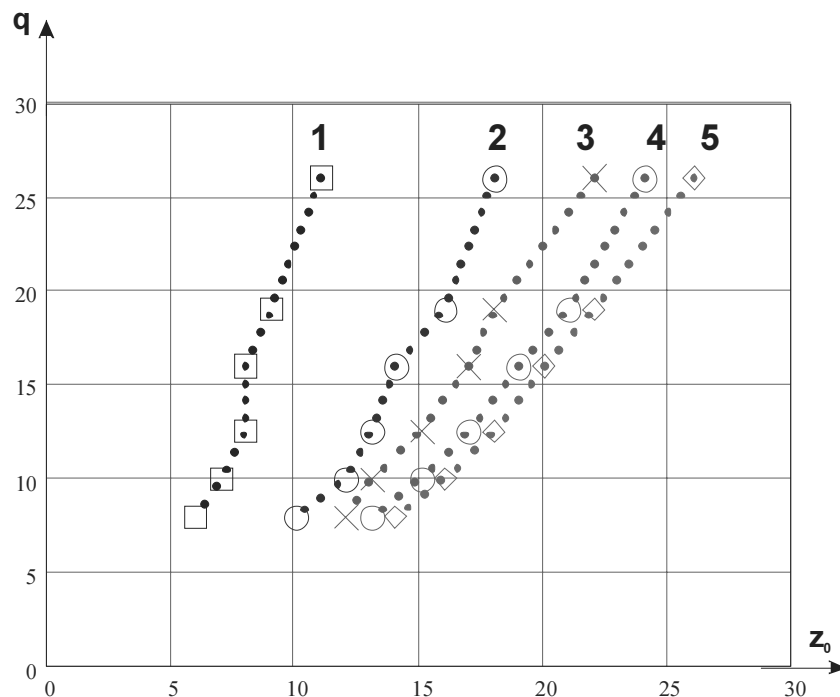
Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7
	12,5	8	13	15	17	18
	10	7	12	13	15	16
	8	6	10	12	13	14
2,5	24	10	18	21	23	25
	18	9	15	18	20	22
	16	8	14	17	19	20
	12,5	8	13	15	17	18
	10	7	12	13	15	16
	8	6	10	12	13	14
3	22	10	17	20	22	24
	17	9	15	17	19	21
	16	8	14	17	19	20
	12,5	8	13	15	17	18
	10	7	12	13	15	16
	8	6	10	12	13	14
3,5	20	9	16	19	21	23
	16	8	14	17	19	20
	12,5	8	13	15	17	18
	10	7	12	13	15	16
	8	6	10	12	13	14
	4	19	9	16	18	21
15		8	14	16	18	20
12,5		8	13	15	17	18
10		7	12	13	15	16
8		6	10	12	13	14
5		18	9	15	18	20
	14	8	14	16	18	19
	12,5	8	13	15	17	18
	10	7	12	13	15	16
	8	6	10	12	13	14
	6	17	9	15	17	19
13		8	13	15	17	18
12,5		8	13	15	17	18
10		7	12	13	15	16
8		6	10	12	13	14
8		15	8	14	16	18
	11	7	12	14	16	17
	10	7	12	12	15	16
	8	6	10	12	13	14
10	15	8	14	16	18	20
	11	7	12	14	16	17
	10	7	12	13	15	16
	8	6	10	12	13	14
12	15	8	14	16	18	20
	11	7	12	14	16	17
	10	7	12	13	15	16

1	2	3	4	5	6	7
	8	6	10	12	13	14
16	15	8	14	16	18	20
	11	7	12	14	16	17
	10	7	12	13	15	16
	8	6	10	12	13	14

Аналіз табл.1 показує, що найбільше зростання кількості зубців спеціальних черв'ячних фрез забезпечує поділ інструментальної рейки на дві частини.

Для розглянутої на початку статті в якості прикладу спеціальної фрези динаміку приросту кількості зубців в залежності від кількості поділів інструментальної рейки наведено на рис.2.



1 – без поділення; 2 – поділення на 2 частини; 3 – поділення на 3 частини; 4 – поділення на 4 частини; 5 – поділення на 5 частин

Рисунок 2 – Максимальне число зубців одновиткової спеціальної черв'ячної фрези з  $m_0=1$  мм

Поділ інструментальної рейки на три частини призводить до подальшого збільшення кількості зубців.

Поділ інструментальної рейки на чотири або п'ять частин призводить до збільшення кількості зубців але суттєво меншими темпами.

Обираючи той чи інший спосіб поділення треба враховувати зростання довжини черв'ячної фрези та збільшення витрати інструментального матеріалу.

Таким чином, поділ інструментальної рейки на частини по висоті є дієвим засобом удосконалення спеціальних черв'ячних фрез для обробки черв'ячних коліс черв'ячних передач з угнутих профілем витка черв'яка.

Тобто, мета даної роботи досягнута.

**Висновки.** В результаті проведених досліджень було встановлено, що:

1. Поділ інструментальної рейки на частини по висоті є дієвим засобом удосконалення спеціальних черв'ячних фрез для обробки черв'ячних коліс черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка;

2. Найбільшій приріст максимальної кількості зубців дає поділ інструментальної рейки на дві частини по висоті;

3. При поділу інструментальної рейки більше ніж на три частини темпи приросту кількості зубців значно уповільнюються.

Скориставшись результатами проведених досліджень можна підвищувати точність механічної обробки черв'ячних коліс спеціальними черв'ячними фрезами.

## Список літератури

1. 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.
2. Ковришкін М.О., Ж.А.Хамуйєла Герра, Помазан Т.І. Інструментальне забезпечення обробки черв'ячних коліс черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка/ Міжнародна науково-практична конференція «Актуальні питання науки та практики: досягнення та перспективи – 2007» 3-7 грудня м.Полтава. – Полтава: АНП, 2007. – С.85-88.
3. Справочник инструментальщика / И.А.Ординарцев, Г.В.Филиппов, А.Н.Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А.Ординарцева. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987. – 846 с.
4. Проектирование и расчет металлорежущего инструмента на ЭВМ: Учеб. пособие для вузов / О.В.Таратынов, Г.Г.Земсков, Ю.П.Тарамыкин и др.; Под ред. О.В.Таратынова, Ю.П.Тарамыкина. – М.: Высш.шк., 1991. – 423 с.
5. Грицай І.С. Прогресивний спосіб двохперехідного нарізання циліндричних зубчастих коліс черв'ячними фрезами та аналіз динаміки процесу // Проблеми создания новых машин и технологий: Науч. тр. Кременчук. гос. политехн. ун-та. - 2001 – 10, вып.1. – С. 418 - 422.
6. Ковришкін Н.А., Садченко О.И. Інструментальне забезпечення для виготовлення черв'ячних коліс черв'ячних передач з вогнутим профілем витка // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск: Проблеми механічного привода. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. – Вып.29. – С.69-76.

Определен путь усовершенствования специальных червячных фрез для обработки червячных колес червячных передач с вогнутым профилем витка червяк, которые синтезированы на основе второго способа Оливье. Найдено уравнение для определения максимального числа зубьев червячной фрезы с разделением профиля инструментальной рейки на произвольное число частей. Рассмотрены ограничения по использованию предложенного способа разделения профиля инструментальной рейки.

The way of improvement of special worm mills for processing of worm wheels of worm gears with concave profile of a worm which are synthesized on the basis of the second way by Olivier is determined. The equation for definition of the worm mill maximal teeth quantity with division of a structure tool on any number of parts is found. Restrictions on use of the suggested way of a structure tool division are considered.

**В.О. Кондратець, проф., канд. техн. наук, О.М. Рева, проф., д-р техн. наук, М.О. Карчевська, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Теоретичне дослідження усталених і перехідних режимів роботи куль та футеровки в млинах

У статті приведені результати теоретичних досліджень усталених і перехідних режимів роботи куль та футеровки у млинах. Встановлені оптимальні умови роботи млина та ідентифікації його завантаження рудою

**кульовий млин, кульове навантаження, футеровка, ідентифікація завантаження рудою**

Для подрібнення сипких матеріалів у неперервному режимі на рудозбагачувальних фабриках використовують кульові млини. Особливо в напруженому режимі вони працюють у першій стадії подрібнення. У даних технологічних агрегатах найбільш важливими технологічними параметрами є завантаження рудою та розрідження пульпи. Perezавантаження кульового млина рудою приводить його у аварійний стан, тому дані технологічні агрегати в основному працюють у недозавантаженому режимі. При цьому знижується продуктивність по готовому продукту та перевитрачаються електрична енергія, футеровка і кулі, що не відповідає здійсненню напряму реалізації ресурсозберігаючих технологій в промисловості, який передбачає законодавство України. Ці ж задачі вирішуються і в процесі виконання науково-дослідної роботи «Комп'ютерно-інтегрована система автоматичного регулювання співвідношення руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням» (державний реєстраційний номер 0105U008334). В роботі [1] показано, що в конкретних умовах максимальний вихід готового продукту, а при цьому і мінімальні витрати електричної енергії, футеровки і мелючих засобів, можливо отримати лише при певному завантаженні кульового млина та певному співвідношенні руда/вода. Оскільки задача ідентифікації завантаження кульового млина рудою не розв'язана, тема статті є актуальною.

Даному науковому напрямку присвячено чимало робіт як зарубіжних, так і вітчизняних вчених. В Україні такі дослідження виконували С.А. Волотковський, В.А. Бунько, О.М. Марюта, Ю.Г. Гончаров, А.С. Давидкович, Б.Є. Гейзенблазен, Г.В. Гуленко та ін. З розроблених засобів ідентифікації завантаження кульового млина рудою розповсюдження отримав один, що реалізує звукометричний підхід вимірювання. Як показав проведений аналіз, не дивлячись на значні удосконалення, які вносилися в цей засіб, звукометричний метод не забезпечує необхідної точності ідентифікації технологічного параметра [2]. На даний чи інші підходи ідентифікації завантаження кульового млина рудою сильний вплив здійснює стан кульового навантаження та футеровки, однак системно дослідження усталених і перехідних режимів роботи куль та футеровки в технологічному агрегаті ніхто не здійснював.

Метою даної роботи є системне теоретичне дослідження усталених і перехідних режимів роботи куль та футеровки в млинах, що подрібнюють вихідний продукт збагачувальних фабрик.

В процесі подрібнення руди кульовими млинами зношуються як кулі, так і футеровка. Зношену футеровку замінюють через 6...8 місяців експлуатації млина, оскільки її витрата при використанні сталених плит складає 0,3...0,6 кг/т руди [3]. В умовах

Криворізького басейну на НКГЗК по звичайній схемі збагачення цей показник склав 0,093, а по глибокій схемі – 0,122. На ПГЗК ці показники відповідно були 0,113 і 0,27 [4]. Під час заміни футеровки млин комплектується і новим кульовим навантаженням. Враховуючи, що кулі зношуються більш інтенсивно, в межах 0,75...1,25 кг/т для вуглецевої сталі (для НКГЗК відповідно 0,95 і 1,48, для ПГЗК – 2,01 і 1,88 [4]), і їх розмір порівняно незначний, молольні тіла додають у млин в процесі роботи.

Показник величини витрати куль з певного матеріалу на тону подрібненої руди не відрізняється стійкістю, оскільки він зв'язаний з продуктивністю млина, яка залежить від властивостей руди. Властивості ж руди змінюються в значних межах. Наприклад, магнетитові кварцити Криворізького басейну характеризуються коефіцієнтом міцності 12...20 [5]. В якості більш стійкого показника можна використати витрату куль, віднесену до одиниці енергії, яка витрачена на подрібнення [6]. Практично встановлено, що знос куль пропорційний витраті корисної енергії, споживаної кульовим млином. По виробничим даним встановлено, що середня витрата сталених куль складає 0,091 кг на 1 кВт·г корисної енергії [7].

Подрібнення молольних тіл залежить від багатьох факторів – матеріалу, способу виготовлення, розмірів, маси куль, діаметра та швидкості обертання барабана, характеристики подрібнюваного матеріалу, типу футеровки, густини пульпи та ін. При водопадному режимі роботи млина руда в основному руйнується ударом. Закономірність зносу металів відрізняється від закономірності руйнування руди. Металева куля є твердим в'язким тілом і в умовах млина працює з напругами, які значно нижчі тих, що можуть його зруйнувати. Однак в зоні контакту при ударі в залежності від його сили виникають відносно великі місцеві напруги, які можуть викликати значні фізичні зміни структури металу. При цьому в залежності від властивостей матеріалу може покращуватись або погіршуватись стійкість кулі до зносу. В таких умовах роботи втрата металу в основному відбувається за рахунок стирання поверхні кулі, що проявляється у зменшенні її діаметра.

Закономірності зносу куль у млинах досліджував ряд авторів. Існує кілька гіпотез відносно закономірності зносу куль у кульових млинах, зокрема, гіпотези Девіса, Мертсея, Прентіса і Бонда. Всі гіпотези узагальнив К.О. Разумов [7]. Він запропонував швидкість зносу куль визначати рівнянням

$$\frac{dG}{dt} = -kD_M^m, \quad (1)$$

де  $G$  – маса кулі в момент початку зносу, кг;

$k$  – коефіцієнт пропорціональності;

$t$  – тривалість зносу;

$D_M$  - початковий діаметр кулі, см;

$m$  – величина, що змінюється в залежності від режиму роботи млина в межах 2...3.

Значення  $m = 2$  відповідає зносу пропорціонально поверхні (при чисто каскадних режимах роботи). Значення  $m = 3$  відповідає зносу пропорціонально масі при водопадному режимі роботи млина. Змішаним режимам роботи кульового млина відповідає значення показника степені, що знаходиться в проміжку між 2 і 3.

Розв'язок і аналіз рівняння (1) показує, якщо млин спочатку був завантажений кулями одного діаметра і в процесі роботи довантажувався молольними тілами того ж розміру, то через певний час, коли початкове подрібнююче навантаження зноситься, в технологічному агрегаті створиться суміш куль різних діаметрів, склад яких визначається закономірністю їх зносу [8]. При цьому склад суміші молольних тіл зберігається постійним весь час роботи агрегату, тобто, в млині створюється усталене кульове навантаження, в якому переважають крупні кулі. Така характеристика

кульового навантаження не забезпечує оптимальних показників по продуктивності і ефективності в наслідок невивантаження дрібних і середніх молольних тіл, які на одиницю об'єму забезпечують більшу поверхню [8].

Відповідно узагальненій гіпотезі щодо швидкості зносу куль у кульовому млині можливо для характеристики кульового навантаження по плюс D записати рівняння [7]

$$Z = 100 \left[ 1 - \left( \frac{D}{D_m} \right)^n \right] = 100 \frac{D_m^n - D^n}{D_m^n}, \quad (2)$$

де  $Z$  – вихід куль певного розміру;

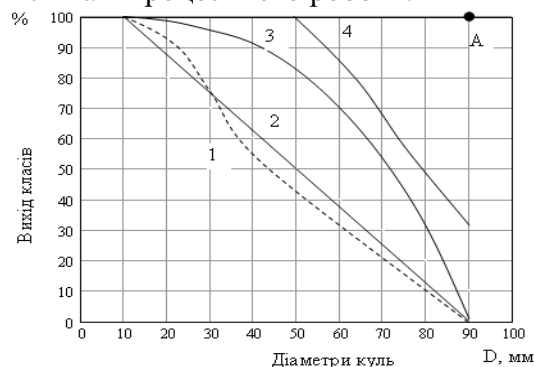
$D_m$  - максимальний діаметр кулі;

$D$  – діаметр кулі, що розглядається.

В залежності (2)  $D < D_m$ ,  $n=6-m$  [7]. Вона дозволяє будувати характеристики крупності молольного середовища після зносу початкового навантаження млина.

Ефективна робота кульового млина вимагає, щоб кульове навантаження містило в достатній кількості не лише крупні кулі для подрібнення крупних шматків руди, але і молольні тіла середнього розміру і навіть дрібні для стирання дрібних зерен. Для кожної крупності матеріалу, що має певну подрібнюваність, можливо підібрати характеристику крупності кульової суміші, яка забезпечує найбільш високу продуктивність млина. Характеристики крупності кульового навантаження, що забезпечує найбільшу продуктивність, підбирають дослідним шляхом. Однак накопичені і певні конкретні рекомендації щодо забезпечення таких кульових навантажень. Наприклад, для млина, що видає продукт крупності 0,2...0,3 мм, початкове значення кульового навантаження при подрібненні твердої руди крупністю 13 мм повинно містити по вазі 32 % куль діаметром 90 мм, 27 % - 75 мм, 23% - 65 мм, 18 % - 50 мм [7].

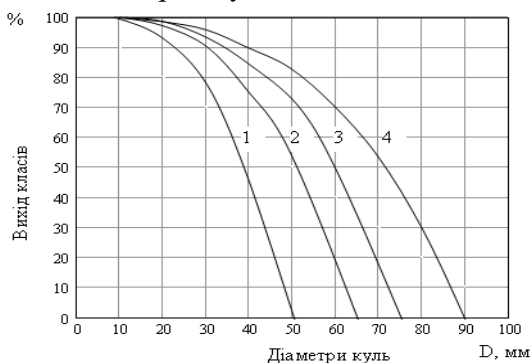
Для підтримання в кульовому навантаженні необхідного співвідношення між крупними, середніми та дрібними кулями застосовують раціональне довантаження, під яким розуміють подачу у млин порції молольних тіл різних розмірів. Розроблені графо-аналітичні методи [7] дозволяють визначати склад куль у порції довантаження. Звичайно така порція куль з визначеним складом за розмірами подається у технологічний агрегат один раз на добу, що не зовсім відповідає умовам побудови характеристик крупності кульового навантаження, збурює технологічний агрегат та змінює умови застосування методів визначення завантаження млина рудою. В зв'язку з цим необхідно дослідити можливість іншого підходу забезпечення бажаного складу кульового навантаження млина в процесі його роботи.



1 – сумарна при раціональному довантаженні куль; 2 – ідеалізована сумарна; 3 – усталена при початковому завантаженні кулями максимального розміру; 4 – початкового завантаження куль, що забезпечує максимальну продуктивність

Рисунок 1 - Характеристики крупності кульового навантаження млина

Характеристика крупності кульового навантаження млина, яка визначає найбільшу продуктивність в заданих умовах роботи, забезпечується сталевими кулями у ваговому складі: 90 мм – 32 %, 75 мм – 27 %, 65 мм – 23 %, 50 мм – 18 %. Вона побудована на рис. 1 (крива 4). Оскільки вона є опуклою, її доцільно порівняти з такою ж за видом характеристикою, що відповідає першопочатковому однорозмірному навантаженню і довантаженню однорозмірними кулями максимального діаметра при рівномірній їх подачі в агрегат. Якщо брати початкове завантаження кулями діаметром 90 мм, то його характеристика крупності буде представлена на рис. 1 точкою А. Такий режим роботи кульового млина нестійкий, оскільки при подрібненні руди кулі будуть зменшуватись у розмірі, а на заміну зношеній масі довантажуватися робочі тіла максимального розміру 90 мм. При зносі перших завантажених куль характеристика крупності кульового навантаження млина буде визначатися залежністю (2). Відповідно даній залежності на рис. 1 побудована крива 3. Вона також є опуклою і достатньо добре наближається до кривої 4. Однак крива 3 відповідає усталеному режиму роботи куль максимального діаметра при рівномірному їх дозавантаженні, а крива 4 характеризує лише початковий стан кульового навантаження млина, яке забезпечує найкращу продуктивність. В процесі роботи кулі будуть зношуватися і крива 4 змінить своє положення, зокрема, з'єднавшись з точкою, що відповідає 100 % на осі ординат і точкою, яка належить максимальному значенню розміру кулі 90 мм на осі абсцис. Тобто, на практиці при зносі куль і раціональному довантаженні робочими тілами млина характеристика 4 повинна наближатися до кривої 3. Однак крива 3 не відповідає найкращому поєднанню куль різних розмірів у навантаженні млина, оскільки в ньому переважають робочі тіла більш крупного розміру. Тому зміщення характеристики 4 при досягненні усталеного режиму роботи кульового навантаження повинно продовжуватись. Його границею буде сумарна характеристика крупності кульового навантаження при раціональному довантаженні молоткових тіл [7]. Її можливо подати у вигляді згладженої S-подібної кривої 1, яка розташована навколо ідеалізованої сумарної характеристики 2 (рис. 1). Отже, в усталеному режимі роботи кульового навантаження необхідно орієнтуватися не на характеристику 4, а на криву 1 (рис. 1). Необхідно знайти підхід формування усталеного кульового навантаження млина, яке б забезпечувало найкращу продуктивність в заданих умовах і не слугувало збурюючим фактором при роботі технологічного агрегату.



1 – при початковому розмірі 50 мм; 2 – 65 мм; 3 – 75 мм; 4 – 90 мм

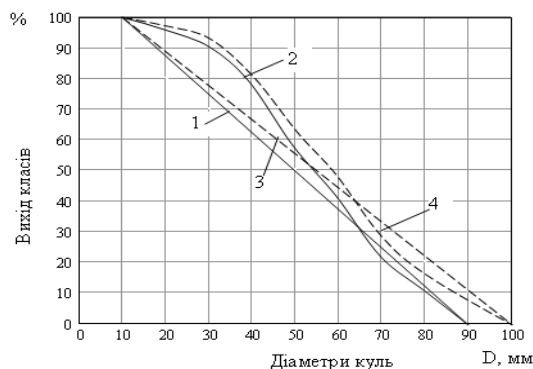
Рисунок 2 – Характеристики крупності усталеного кульового навантаження млина

Розглянемо кульове навантаження млина, що забезпечує найбільшу продуктивність. В процесі роботи технологічного агрегату всі типи молоткових тіл будуть зношуватися. Через певний проміжок часу, коли всі початкові кулі зносяться, встановиться незмінне за складом кульове навантаження. Воно буде певним в межах кожного типу куль при рівномірній їх подачі в процесі зносу. Таке кульове навантаження буде визначатися характеристиками крупності, поданими на рис. 2, які

визначаються за залежністю (2). Оскільки всі характеристики крупності усталеного навантаження опуклі, в ньому переважають крупні молольні тіла в кожному їх типі. Криві, зображені на рис. 2, дозволяють отримати сумарну характеристику крупності, яка характеризує все кульове навантаження млина в усталеному режимі, коли початкові молольні тіла повністю зносяться.

Дослідимо отримання усталеного кульового навантаження на прикладі млина МШР-40-50, який має робочий об'єм  $56 \text{ м}^3$  [10]. При 50% заповненні млина об'єм, зайнятий молольним середовищем, складе  $28 \text{ м}^3$ , а безпосередньо кулями при їх різних розмірах –  $0,62$  загального простору, тобто,  $17,36 \text{ м}^3$ . Об'ємна вага сталевих куль у даному випадку буде  $4,8 \text{ т/м}^3$ , а маса кульового навантаження у млині складе  $134,4 \text{ т}$ . Ця маса куль в усталеному складі розподілиться відповідно їх початковому завантаженню. Тоді кулі, що відповідають максимальному розміру  $90 \text{ мм}$ , будуть мати масу  $43 \text{ т}$ , які відповідають діаметру  $75 \text{ мм}$ , -  $36,29 \text{ т}$ , діаметру  $65 \text{ мм}$  –  $30,91 \text{ т}$ , діаметру  $50 \text{ мм}$  –  $24,20 \text{ т}$ .

Характеристики крупності усталеного кульового навантаження млина (рис. 2) дозволяють визначити відносний склад куль за розміром у процентах, що відповідає кожному типу молольних тіл. Дані цих розрахунків зведено до табл. 1, де також наведено масовий склад куль за розміром у навантаженні, що відповідає кожному типу молольних тіл. По цим даним знайдено відносний склад куль за розміром у сумарному навантаженні, який дозволяє отримати сумарну характеристику крупності усталеного кульового навантаження млина.



- 1 – ідеалізована при максимальному діаметрі кулі  $90 \text{ мм}$ ; 2 – сумарна, що відповідає завантаженню, яке забезпечує найкращу продуктивність; 3 – ідеалізована при максимальному діаметрі кулі  $100 \text{ мм}$ ;  
4 – сумарна, що відповідає більш крупному складу молольного середовища

Рисунок 3 - Характеристики крупності кульового навантаження млина при змішаному розмірі молольних тіл

Сумарна характеристика крупності куль в усталеному навантаженні млина, побудована за даними табл. 1, приведена на рис. 3 (крива 2). Для порівняння тут же наведена ідеалізована характеристика 1 крупності молольних тіл. Як видно характеристика 2 має S-подібну форму і розташовується відносно ідеалізованої характеристики 1. Порівняння характеристики 2 (рис. 3) і характеристики 1 (рис. 1) показує, що вони достатньо ідентичні. Отже, раціональне довантаження молольних тіл у кульовий млин, що здійснюється заданою сумішшю куль один раз на добу, можливо замінити їх поштучною подачею відповідно зносу кожного типу робочих елементів.

Прямолінійна характеристика 1, зображена на рис. 3, характеризує рівномірну крупність молольних тіл у складі навантаження млина [3]. Опукла ділянка кривої 2 вказує на те, що в розмірі куль від  $10$  до  $60 \text{ мм}$  переважають крупні класи. Вігнута ділянка кривої 2 засвідчує переважання в кульовому навантаженні  $65 \dots 90 \text{ мм}$  більш

дрібних тіл. Розглянемо структуру усталеного кульового навантаження млина при більш крупному складі початкового молольного середовища порівняно з попереднім.

Прийmemo максимальний діаметр куль 100 мм. Нехай по вазі кулі діаметром 100 мм складають 32 %, діаметром 75 мм – 35%, 65 мм – 18 %, 50 мм – 15 %. Тоді у ваговому відношенні загальна маса куль 134,4 т розподілиться таким чином: кулі 100 мм – 43 т, 75 мм – 47,048 т, 65 мм – 24,192 т, 50 мм – 20,16 т. Відносний склад кожного типу куль у відсотках у навантаженні млина в усталеному режимі роботи молольного середовища, розраховані за залежністю (2), наведено в табл. 2. В цій же таблиці приведені дані визначення маси куль за розміром у кожному типі молольного середовища, а також масовий і процентний вміст кожного класу крупності тіл у навантаженні млина. Характеристика крупності кульового навантаження, побудована по даним розрахунків, наведена на рис. 3 (крива 4). Тут же нанесена ідеалізована характеристика 3 при максимальному розмірі кулі 100 мм. З рисунка видно, що у даному випадку S-подібна характеристика стає більш рівномірною. На діапазоні зміни діаметра куль 10...60 мм переважають більш крупні молольні тіла, а – 60...100 мм – більш дрібні. Такий склад молольного середовища може виявитися більш ефективним для певних умов подрібнення руди. Таким чином, змінюючи первинний склад молольного середовища, можна впливати на його характеристику крупності в усталеному режимі, підбираючи найкращу ефективність роботи млина. Усталене значення крупності кульового навантаження в процесі роботи млина змінюватися не буде.

Таблиця 1 - Відносний і масовий склад куль в усталеному навантаженні млина при раціональному складі молольного середовища

Діаметри куль, мм	Відносний склад куль (%) у навантаженні, що відповідає розмірам, мм				Масовий склад куль (т) у навантаженні, що відповідає розмірам, мм				Масовий склад куль у навантаженні, т	Відносний склад куль у навантаженні, %
	90	75	65	50	90	75	65	50		
10	1,0	1,7	2,5	5,6	0,430	0,61693	0,77275	1,3552	3,17488	2,36
20	2,6	4,5	6,9	15,3	1,118	1,63305	2,13279	3,7026	8,58644	6,39
30	5,1	8,8	13,5	29,9	2,193	3,19352	4,17285	7,2358	16,79517	12,50
40	8,4	14,4	22,3	49,2	3,612	5,22576	6,89293	11,9064	27,63709	20,56
50	12,4	21,6	33,3	-	5,332	7,83864	10,29303	-	23,46367	17,46
60	17,4	30,2	21,5	-	7,482	10,95958	6,64565	-	25,08723	18,67
70	23,2	18,8	-	-	10,019	6,82252	-	-	16,84152	12,53
80	29,8	-	-	-	12,814	-	-	-	12,814	9,53
90	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
сума	100	100	100	100	43,0	36,29	30,91	24,2	134,4	100

Таблиця 2 - Відносний і масовий склад куль в усталеному навантаженні млина при більш крупному складі молольного середовища порівняно з раціональним

Діаметри куль, мм	Відносний склад куль (%) у навантаженні, що відповідає розмірам, мм				Масовий склад куль (т) у навантаженні, що відповідає розмірам, мм				Масовий склад куль у навантаженні, т	Відносний склад куль у навантаженні, %
	100	75	65	50	100	75	65	50		
10	0,7	1,7	2,5	5,6	0,301	0,799816	0,6048	1,12896	2,834576	2,11
20	1,9	4,5	6,9	15,3	0,817	2,11716	1,669248	3,08448	7,687888	5,72
30	3,7	8,8	13,5	29,9	1,591	4,140224	3,26592	6,02784	15,024984	11,18
40	6,1	14,4	22,3	49,2	2,623	6,774912	5,394816	9,91872	24,711448	18,39
50	9,1	21,6	33,3	-	3,913	10,162368	8,055936	-	22,131304	16,47
60	12,7	30,2	21,5	-	5,461	14,208496	5,20128	-	24,870776	18,50
70	16,9	18,8	-	-	7,267	8,845024	-	-	16,112024	11,99

## Продовження таблиці 2

80	21,7	-	-	-	9,331	-	-	-	9,331	6,94
90	27,2	-	-	-	11,696	-	-	-	11,696	8,70
100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
сума	100	100	100	100	43,0	47,12	24,192	20,16	134,4	100,0

Вміст кульового млина біля завантажувального кінця знаходиться на більш високій відмітці порівняно з розвантажувальним. Це приводить до скоочування по укусу молольних тіл. При цьому дрібні кулі легко провалюються між більш крупними і далеко не скоочуються. Чим крупніші кулі, тим далі вони відкоочуються. Відбувається повздовжня сегрегація молольних тіл. В результаті сегрегації більш крупні кулі зосереджуються біля розвантажувального кінця, що зменшує ефективність їх роботи та повинно враховуватися при ідентифікації завантаження рудою. З огляду на це найкращі умови ідентифікації завантаження млина рудою будуть на певному віддаленні від завантажувальної горловини – деś приближаючись до середньої частини довжини барабана. Тут і крупність частинок руди буде осереднена і мати середній розмір та буде певне середнє значення розміру молольних тіл.

Рахуючи повздовжню сегрегацію молольних тіл ідеальною, можливо визначити їх розташування по довжині барабана. Довжина барабана млина МШР- 40 - 50 складає 5 м [10]. При загальному кульовому навантаженні 134,4 т питоме навантаження складе 26,88 т/м або 0,2688 т/см. Воно дозволяє визначити зони молольного середовища кульового млина за крупністю з залученням визначених мас куль різної крупності. Дані розрахунків приведені в табл. 3.

Таблиця 3 - Характеристика зон розподілу молольного середовища кульового млина за крупністю

Діаметр куль, мм	10	20	30	40	50	60	70	80
Маса куль, т	3,18	8,59	16,80	27,64	23,46	25,09	16,84	12,81
Довжина барабана, яку займають кулі даного розміру, см	11,81	31,94	62,48	102,82	87,29	93,33	62,65	47,67
Половина діапазону, зайнятого кулями одного розміру, см	5,90	15,97	31,24	51,41	43,64	46,67	31,32	23,84
Відстань від завантажувального кінця до середини діапазону, см	5,90	27,78	74,99	157,69	252,69	343,01	420,99	476,16

З даних таблиці видно, що у кульовому млині по довжині барабана створюються зони молольного середовища з наближено однаковою крупністю куль. Найбільш широкі зони відповідають кулям з діаметром 40 мм, 50 мм, 60 мм. Ці зони наближено мають однакову довжину, в них крупність куль знаходиться в межах 35...45 мм, 45 мм...55 мм, 55 мм...65 мм. Дані зони розташовані в середній частині барабана млина. Даний висновок підтверджується експериментально на діючих млинах, оскільки звукометричний сигнал в залежності від місця установки приймального пристрою суттєво змінює свої характеристики. Це можна пояснити лише тим, що в конкретній зоні по довжині барабана млина мають місце різні за розміром кулі і певний за крупністю склад руди.

Отриманий усталений склад кульового навантаження, при якому забезпечується найкраща продуктивність, не може підтримуватися сам по собі. Якщо завантажити початковий набір куль чотирьох розмірів, то оптимальний склад кульового навантаження створиться лише через певний час, коли перші кулі будуть повністю зношені. Тобто, буде відбуватися перехідний процес в системі формування кульового навантаження млина. Після його завершення, якщо виконувати умови подачі

додаткових куль, усталене середовище кульового навантаження змінюватися не буде, тобто, наступить усталений режим роботи.

Розрахунки тривалості зносу куль до діаметра 10 мм показують, що усталене за розмірами кульове навантаження в млині встановлюється через 1220,5 год. Враховуючи, що кульові млини на збагачувальних фабриках працюють неперервно, усталений режим кульового навантаження за складом молольних тіл встановиться через 1,695 місяці неперервної роботи. Такий тривалий термін перехідного процесу робить неефективними як роботу самого кульового млина (кульове навантаження не оптимальне за складом), так і процес ідентифікації його завантаження рудою при початковому наборі молольних тіл, які забезпечують його найкращу продуктивність. Тому набагато доцільніше початкове завантаження здійснювати відповідно усталеній структурі молольних тіл, склад якої відповідає характеристиці крупності, зображеній на рис. 3 (крива 2). Доцільність такого завантаження млинів молольними тілами пояснюється ще й тим, що перехідний процес триває 1,695 місяці, наступаючий після нього усталений режим – 4,3...6,3 місяці, оскільки середня тривалість експлуатації сталльної футеровки складає 6...8 місяців [7].

При початковому завантаженні млина кулями відповідно характеристиці 2 (рис. 3) відразу розпочинається усталений режим роботи, який забезпечує найкращу продуктивність технологічного агрегату по готовому продукту. Для підтримки такого режиму необхідно в млин додавати кулі діаметром 90 мм, 75 мм, 65 мм і 50 мм, компенсуючи їх знос. Однак при цьому необхідно обґрунтувати підхід до завантаження млина кулями вихідних розмірів.

На багатьох збагачувальних фабриках кулі додають у млин один раз на добу [9]. Параметри в технологічних процесах у кульових млинах необхідно підтримувати з похибкою, яка не перевищує  $\pm 3,0\%$  [10]. Якщо кулі виготовлені з чавуну, то при середньому подрібненні до 0,15 мм знос куль складає 1,25 кг на тону руди. При продуктивності млина 180 т/год добова норма довантаження куль складає 4,22 %, що не відповідає вимогам, які пред'явлені до технологічного процесу. Крім того, це питання недостатньо вивчалось. Відсутність близько 4...5 % куль не може не знизити продуктивність млина на певну величину. Отже, кулі необхідно додавати не один раз на добу, а більш частіше, наприклад, наближено через одну годину роботи або подрібнення певного об'єму матеріалу.

Таблиця 4 - Дані дозавантаження млина кулями при переробці певного об'єму руди (160 т)

Діаметр куль, мм	90	75	65	50
Маса кулі, кг	2,9758	1,7221	1,121	0,5102
Маса всіх куль різних розмірів у завантаженні (134,4 т), т	43,00	36,29	30,91	24,20
Частка подрібненої руди відповідними кулями, т	51,17	43,19	36,78	28,86
Знос куль відповідного розміру при переробці 160 т руди і витраті куль 1 кг/т, кг	51,17	43,19	36,78	28,86
Еквівалентність зносу куль тілам вихідного розміру	17,20	25,08	32,81	56,57
Кількість куль вихідного розміру, яку необхідно додати після переробки 160 т руди, шт.	17	25	33	57

Рахуючи, що ефективність роботи куль різних розмірів наближено однакова, в табл. 4 наведені дані розрахунків складу порції куль, яку треба додати після

подрібнення 160 т руди при витраті 1 кг молольних тіл на тону руди і завантаженні у млин 134,4 т сталюого молольного середовища, що відповідає найкращій продуктивності подрібнення руди. З даних табл. 4 видно, що достатньо легко можна здійснити дозавантаження млина кулями, вивчивши умови переробки різних типів руд в млинах з певними кульовими середовищами. Наприклад, для умов, розглянутих в табл. 4, після переробки 160 т руди (наближено за годину) у млин треба завантажити 17 куль діаметром 90 мм, 25 – діаметром 75 мм, 33 – 65 мм, 57 – 50 мм. Це можна здійснити чотириканальними дозаторами, діючими за принципами, наприклад, викладеними в [12].

Утримання усталеного складу куль на заданому рівні дозволяє здійснити обґрунтування місця формування і знімання сигналу про завантаження млина рудою. Як вже відмічалось, такими зонами можуть бути перерізи барабана кульового млина, де розташовані кулі діаметром 40 мм, 50 мм і 60 мм. Зона, що відповідає середині довжини барабана відповідає середньому діаметру куль 50 мм. Тобто, стосовно діаметра куль переріз контролю повинен відповідати середньому значенню довжини барабана млина. Однак на вибір місця контролю параметра впливають ряд факторів.

Встановлено [7], що ефективність подрібнення матеріалу змінюється в залежності від вмісту крупного класу в подрібнюваному матеріалі в різних поперечних перерізах млина. Вміст крупного класу біля завантажувального кінця найбільш високий і тому ефективність подрібнення тут найбільш висока. В процесі переміщення матеріалу до розвантажувального кінця він поступово подрібнюється, вміст крупного класу в ньому неперервно зменшується і ефективність роботи куль падає. Біля розвантажувального кінця вміст крупного класу в подрібнюваному матеріалі буде найменшим, а умови роботи куль - найгіршими. Отже, умови ідентифікації завантаження млина рудою будуть різними в кожному поперечному перерізі млина по довжині барабана з віддаленням від завантажувальної горловини, крім того, буде зростати час запізнювання. З огляду на стан подрібнюваного матеріалу, склад куль, ширину зон їх розташування і запізнювання контролювати процес завантаження необхідно в межах  $1/3 \dots 1/2$  довжини барабана кульового млина від завантажувальної горловини.

В процесі ремонту кульових млинів під футеровочні плити підкладають листи резини, прорезиненої тканини, прокладки з сухого дерева, пластики та інше. В наслідок неточностей при відливці проміжки між футерувальними плитами при складанні можуть доходити до 20 мм. Найбільш крупні проміжки при установці плит необхідно ретельно заповнювати сумішшю смоли з піском або забивати сухими клинами з дерева [7]. Отже, ремонт млина з заміною футеровки буде зв'язаний зі зміною умов передачі механічних і звукових діянь в наслідок неідентичності стану переходу футеровка – зовнішня поверхня барабана. Крім того, в кульових млинах використовують різні типи футеровки – з чавуну, марганцевої сталі, хромистої сталі, резини. Заміна типу футеровки та її знос також приводить до зміни умов передачі сигналу, який через неї проходить.

Після пуску нового кульового млина або після заміни старої футеровки відбувається швидке ослаблення її кріплення, що супроводжується появою течії через болтові отвори, коливаннями футерувальних плит. При цьому періодично підтягують болти через проміжки часу, які поступово збільшуються після пуску млина. Тому можна стверджувати, що в початковий достатньо тривалий період припрацювання млина весь час змінюються умови передачі сигналу по ланцюгу футеровка – прокладки – стінка барабана млина. Таким чином, з викладеного видно, що конструктивний вузол футеровка – стінка барабана виступає як достатньо сильний збурюючий фактор в передачі сигналу завантаження млина.

В якості футерувальних прокладок для кришок люків барабана кульового млина використовують ті ж матеріали, що і для барабана. Кришки люків на барабанах кульових млинів встановлюють на  $1/3$  або  $1/2$  їх довжини від завантажувального кінця [8], що відповідає зоні дії куль з середнім діаметром 40 мм або 50 мм. Кришку люка барабана кульового млина можливо футерувати весь час одним і тим же матеріалом, забезпечуючи одні і ті ж умови виконання даного вузла. Тоді сигнал про завантаження кульового млина на даній ділянці буде передаватися без перешкод і буде формуватися при практично незмінному діаметрі куль. Отже, найкращими умовами для ідентифікації завантаження кульового млина слід рахувати переріз барабана, де встановлена кришка люка.

Отже, кульові млини працюють в умовах неперервної зміни стану куль і футерівки, однак можна створити умови автоматичної стабілізації усталеного режиму найкращого кульового навантаження як за об'ємом, так і за складом. В межах  $1/3 \dots 1/2$  довжини барабана від завантаження утворюються широкі зони з практично незмінним розміром куль і осередненим розміром шматків руди. Найкращим місцем для ідентифікації завантаження млина рудою є кришка його люка.

На підставі проведених досліджень відкривається перспектива удосконалення існуючих і розробки нових підходів ідентифікації завантаження кульових млинів рудою.

## Список літератури

1. Бонч-Бруевич А.М., Быков В.Л., Чинаев П.И. Бесконтактные элементы самонастраивающихся систем. – М.: Машиностроение, 1967. – 292 с.
2. Кондратец В.О., Карчевська М.О. Аналіз характеристик звукометричних перетворювачів завантаження кульових млинів рудою // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). – Вип. 19. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – с. 95 -99.
3. Скоров В.А. Обогащение руд. – М.: Недра, 1969. – 276 с.
4. Остапенко П.Е., Карпов И.И. Глубокое обогащение железистых кварцитов. – Днепропетровск: Промінь, 1965. – 26 с.
5. Кармазин В.И., Денисенко А.И., Султанович Е.А., Шинкоренко С.Ф. и др. Повышение качества железорудных концентратов. - Днепропетровск: Промінь, 1969. – 84 с.
6. De Vaney F.D. and Coghill W.H. The Relation of Ball Wear to Power in grinding // Mining Eng. Journal. – 1937. –vol. 138. –р. 337 – 340
7. Андреев С.Е., Зверевич В.В., Перов В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – М.: Недра, 1966. – 396 с.
8. Крюков Д.К. Футеровки шаровых мельниц. – М.: Машиностроение, 1965. – 183 с.
9. Производство концентрата на обогатительной фабрике ОАО «Полтавский ГОК» Технологическая инструкция ТИ-3-01-05. – Комсомольск на Днестре: ПГОК, 2005. – 63 с.
10. Разумов К.А. Проектирование обогатительных фабрик. – М.: Недра, 1970. – 592 с.
11. Гончаров Ю.Г., Давидкович А.С., Гейзенблазен Б.Е., Гуленко Г.В. Автоматический контроль и регулирование технологических процессов на железорудных обогатительных фабриках. – М.: Недра, 1968. – 227 с.
12. Кондратец В.О. Системи керування технологічними та виробничими процесами і проектуванням. – К.: Вища школа, 1993. – 256 с. – (Автоматика та автоматизація виробництва сільськогосподарських машин: у 2 ч.; ч. II).

В статті приведені результати теоретических исследований установившихся и переходных режимов работы шаров и футеровки в мельницах. Установлены оптимальные условия работы мельницы и идентификации ее загрузки рудой.

In the article the results of theoretical researches of the set and transitional modes of operations of balls and lining-up are resulted in mills. The optimum terms of work of mill and authentication of its load ore are set.

## Підвищення ефективності механізмів подачі верстатних систем

В статті розглядаються різні конструкції механізмів подачі оснащених підсилювачами потужності і принцип їх роботи з автоматичним регулюванням навантаження з метою забезпечення точності обробки і продуктивності. Приведені в статті механізми вперше застосовуються на верстатних системах з метою підвищення ефективності їх роботи.

**підсилювач потужності, формоутворення, кінематичний ланцюг подачі, силова головка, шпіндель, піноль, адаптивне управління**

**Вступ.** При механічній обробці деталей на металорізальних верстатах виникало ряд проблем, зв'язаних із неможливістю суміщення точності обробки і підвищення продуктивності. В зв'язку з цим технологічні операції розділяли на чорнові і чистові. Але застосування багатоопераційних верстатів вимагає нових підходів до проблеми підвищення точності обробки. На наш погляд, необхідно в конструкціях механізмів верстатних систем застосовувати адаптивні системи автоматичного регулювання.

**Актуальність проблеми.** Аналіз роботи різних конструкцій привів до висновку, що найбільшу ефективність дають механізми подачі оснащені адаптивними системами, які можуть контролювати і компенсувати перевантаження і забезпечувати високу точність. До таких механізмів відносяться силові приводи, які працюють в режимі підсилювачів потужності.

**Основна частина.** Схема приводу зворотно-поступального руху подачі, яка працює в режимі підсилювача потужності, приведена на рис. 1.

Силовий привід вміщує в собі електродвигун 6, управляючу муфту ковзання 4, зубчасту передачу 3-14, самогальмівну гвинтову передачу 13 і гвинт 9.

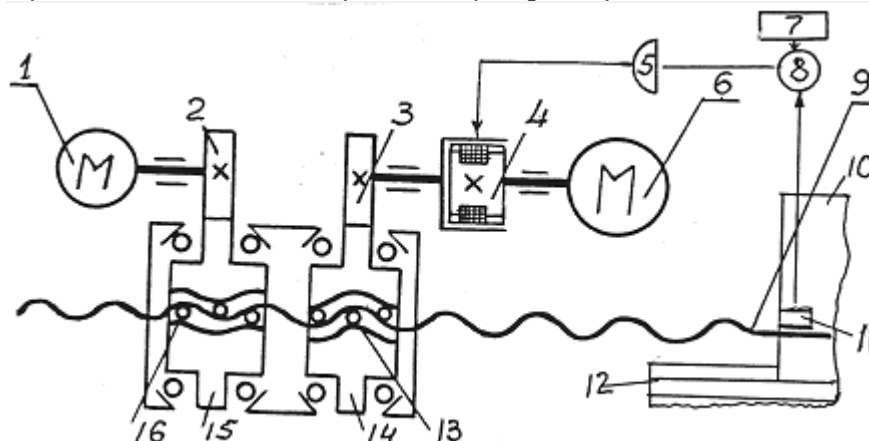


Рисунок 1 – Схема приводу зворотно-поступального руху подачі

Управляючий ланцюг має в собі електродвигун 1, зубчасту передачу 2-15, самогальмівну передачу 16-9. Під час роботи датчик 11 контролює навантаження в приводі поступальних рухів виконавчого органу 10 по напрямних станини 12. Сигнал датчика порівнюється пристроєм 8 з програмним сигналом пристрою 7.

Результуючий сигнал через пристрій 5 управляє муфтою 4, виключаючи перенавантаження в приводі.

Схема приводу обертового руху подачі, який працює в режимі підсилювача потужності зображена на рис. 2.

Силовий привід обертового руху вміщує електродвигун 1, управляючу муфту ковзання 2 і черв'ячне колесо ланцюга управління 4. Привід управляючого ланцюга здійснюється від електродвигуна 3 через черв'ячну передачу 4.

При роботі приводу черв'ячне колесо знаходиться у рівновазі під дією моментів.

$$M_c + M_y + M_n = 0,$$

де  $M_c$  – момент силового приводу;

$M_y$  – момент управляючого приводу;

$M_n$  – момент технологічного навантаження.

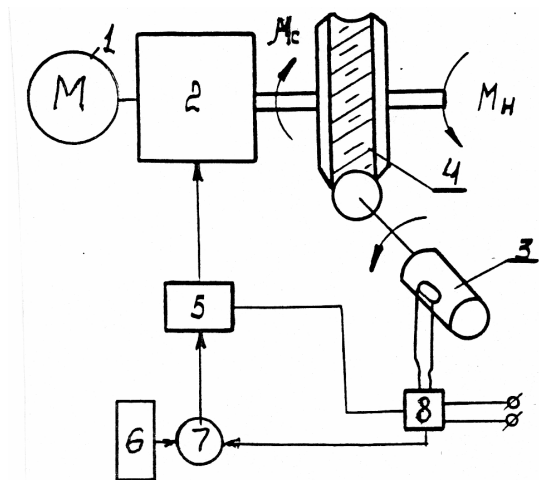


Рисунок 2 – Схема приводу обертового руху подачі

Із приведенного співвідношення витікає, що чим більший момент силового приводу буде наближатися до моменту технологічного навантаження, тим менше навантаження буде мати ланцюг управління. Система автоматичного регулювання, призначена для вирішення цього завдання. Управляючий пристрій 8 з датчиком навантаження ланцюга управління має зв'язок із пристроєм 7 порівняння програмного сигналу пристрою 6 з фактичним навантаженням. Результуючий сигнал через пристрій 5 управляє муфтою 2, забезпечуючи необхідний режим приводу кругової подачі.

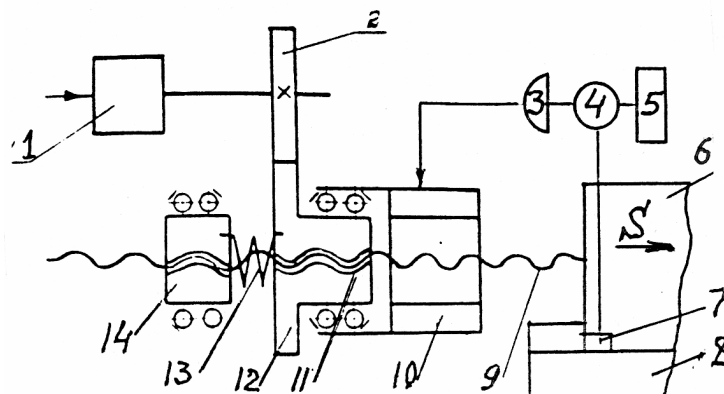


Рисунок 3 – Схема приводу дискретних поступальних рухів подачі

На рис. 3 приведена схема приводу дискретних поступальних рухів подачі. Силовий привід створює вібрації з осьовими коливаннями гайки 11, спряженої з гвинтом 9 з осьовим зазором, що перевищує амплітуду коливання. Гайка 11 через зубчасту передачу 12-2 має зв'язок з управляючим двигуном 1.

Під час руху вібратора в напрямку подачі (S) гайка переміщує гвинт 9 і виконавчий орган верстата 6 по напрямних станини 8 на величину амплітуди коливання. При зворотному русі вібратора гайка 11 закріплена на гвинті 9 із зазором залишається нерухомою в осьовому напрямку.

Одночасно управляючий привід повертає гайку 11 в напрямку подачі і усуває зазор. В цей час гайка 14, з метою недопущення зворотного руху виконавчого органу 6 і гвинта 9, залишається нерухомою. Після цього вібратор 10 знову пересуває виконавчий орган 6 на величину кроку у напрямку руху подачі.

В робочому режимі датчик 7 контролює навантаження в приводі і по сигналу за допомогою програмуючого 4 і управляючого 3 пристроїв здійснює зміну амплітуди коливань і швидкості робочої подачі.

Реверс приводу здійснюється реверсивним управляючим двигуном 1.

Схема приводу супорта багатошпіндельного автомата, який був приведений в режим роботи підсилювача потужності зображена на рис. 4.

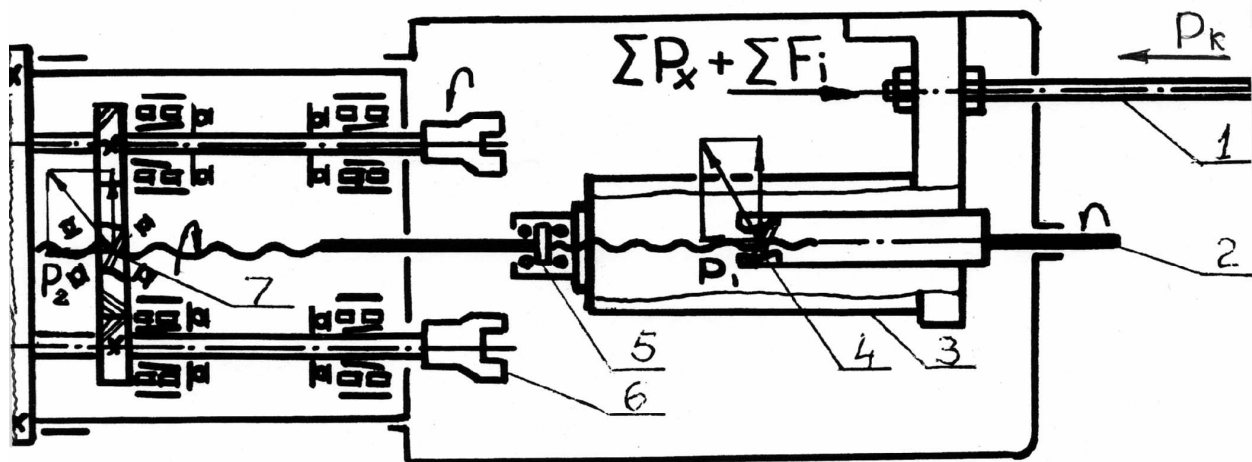


Рисунок 4 – Схема приводу супорта багатошпіндельного автомата

В процесі роботи верстата шпінделі 6 одержують обертання від валу 2 через несамогальмівні гвинтові передачі 4-7. Супорт 3 одержує рух подачі від кулачкового механізму через штовхач 1. Передаваний через гвинтові передачі 4-7 крутний момент навантаження викликає осьові сили  $P_1$  і  $P_2$ , які через упорні підшипники 5 переводять механізм подачі верстата в режим управляючого механізму.

В результаті супорт 3 знаходиться у рівновазі під дією сил

$$\sum_i^n P_{xi} + \sum_i^m F_i = P_1 + P_2 + P_k, \quad (1)$$

де  $P_{xi}$  – технологічне навантаження на відповідному шпинделі;

$n$  – кількість шпінделів;

$m$  – кількість спряжень, в яких відбувається тертя при поступальному русі;

$F_i$  – сила тертя на відповідній поверхні тертя;

$P_1, P_2$  – осьові сили у гвинтових передачах 4-7;

$P_k$  – сила штовхача 1 кулачкового механізму.

Рушійні сили у гвинтових передачах визначаються по формулах:

$$P_1 = \frac{2M}{d_1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi),$$

$$P_2 = \frac{2M}{d_2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi), \quad (2)$$

де  $M$  – крутний момент навантаження;  
 $d_1, d_2$  – середні діаметри гвинтових передач;  
 $\alpha_1, \alpha_2$  – кути підйому гвинтових передач 4-7;  
 $\varphi$  – кут тертя у гвинтовій передачі.

Із рівняння (1) витікає, що в роботі механізму подачі можуть бути такі співвідношення.

$$\sum_i^n P_{xi} + \sum_i^m F_i > P_1 + P_2.$$

В цьому випадку механізм подачі виконує свої традиційні функції, сприймаючи значно менше навантаження, при цьому, як витікає із співвідношення (2) це навантаження визначається, головним чином, кутом нахилу гвинтових передач 4-7.

$$\sum_i^n P_{xi} + \sum_i^m F_i < P_1 + P_2.$$

В цьому випадку кількісні зміни при навантаженні якісно змінюють механізм подачі. Із "штовхаючого" він перетворюється в гальмівний, що вносить певні зміни в його конструкцію і експлуатацію.

На рис. 5 приведені два варіанта приводу подачі з гідравлічними обмежувачами швидкості.

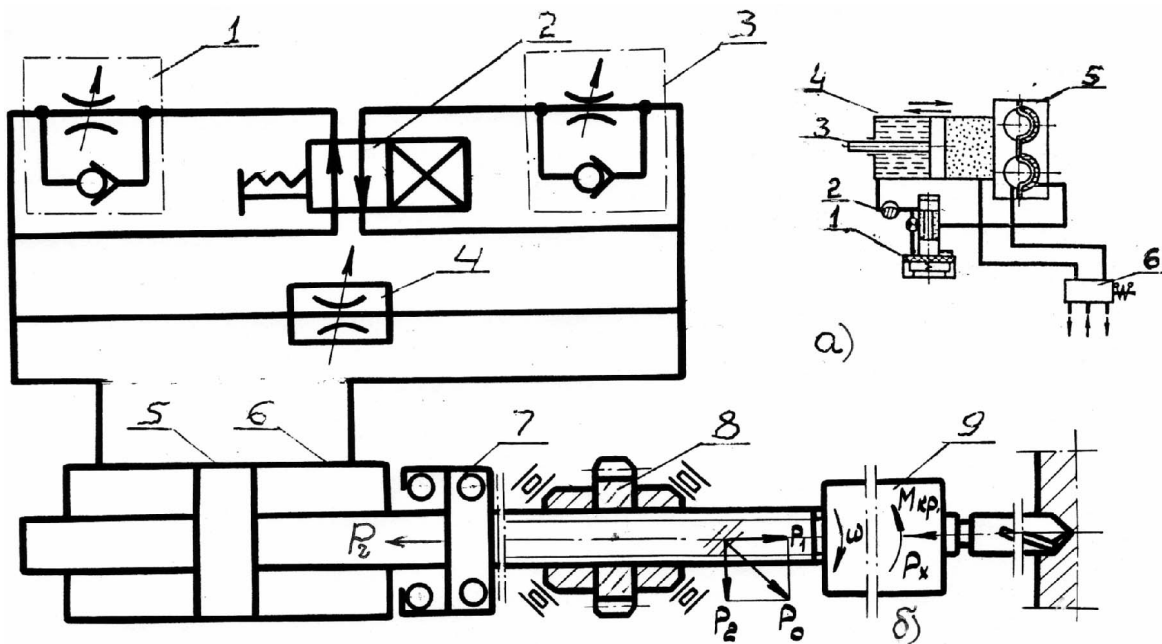


Рисунок 5 – Схема приводу подачі з гідравлічними обмежувачами швидкості

Привід по схемі (рис. 5а) традиційно використовують у пневмогідралічних силових головках агрегатних верстатів і автоматичних ліній. Привід забезпечує повний цикл зворотно-поступальних рухів виконавчого органу, з'єднаного із штоком 3 пневмогідралічного циліндра 4. Швидкість поступального руху штока обмежується замкнутою гідралічною системою, яка управляється дроселем 2 і золотником 1 за допомогою крокової автоматики, яка одночасно управляє і пневмоперемикачем 6, забезпечуючи при відповідному перемиканні, вищезазначені рухи циклу і перекачуванні рідини із порожнини циліндра 4 в камеру 5 і в зворотному напрямку.

Промислова експлуатація таких приводів виявила суттєві недоліки, які полягають в тому, що при виконанні якої-завгодно технологічної операції рушійна сила на штоці 3 залежить від конструктивних параметрів механізму і від тиску у пневмережі. Ці параметри під час експлуатації залишаються без змін. Тому чим менше технологічне навантаження, тим більше навантаження на гідралічний обмежувач швидкості, що в свою чергу веде до перегрівання мастила у гідросистемі. Така конструкція гідросистеми суттєво обмежує технологічні можливості приводу.

На схемі, зображеній на рис. 5б, недоліки, які мають місце на рис. 5а, відсутні.

Шпиндель 9 приводиться в рух від шестерні 8, з'єднаної зі шпинделем несамогальмівною різьбою. При передачі крутного моменту виникає осьова сила  $P_1$  направлена на компенсацію технологічного навантаження  $P_x$ . Оскільки  $P_1 > P_x$ , їх різницю через упорні підшипники 7 і шток сприймає поршень 5 гідроциліндра 6. Таким чином, шпиндель знаходиться у рівновазі під дією сил.

$$P_1 = P_x + P_2 = \frac{2M_{кр}}{d} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi),$$

де  $P_1$  – осьова сила у гвинтовій передачі;

$P_2$  – сила опору у гідралічному обмежувачі швидкості;

$P_x$  і  $M_{кр}$  – технологічне навантаження;

$d$  – середній діаметр гвинта;

$\alpha$  – кут нахилу гвинтової лінії;

$\varphi$  – кут тертя у гвинтовій передачі.

Із приведеної формули можна зробити висновок, що при зміні технологічної операції або режимів різання, складові технологічного навантаження ( $M_{кр}$  і  $P_x$ ) змінюються пропорційно, що позитивно впливає на умови експлуатації гідралічного обмежувача швидкості, його дроселя робочої подачі 4.

Такі зміни конструкції розширюють технологічні можливості приводу. Щоб одержати задані швидкості швидкого підведення і відведення дроселі 1 і 3 налагоджуються за допомогою крокової автоматики і золотника 2.

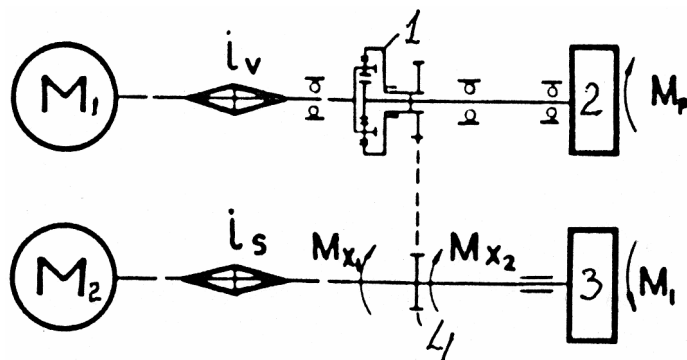


Рисунок 6 – Схема приводу попутного точіння

На схемі рис. 6 зображено привід попутного точіння, механізм подачі якого працює в режимі підсилювача швидкості. Від силового двигуна М1 через передаточний механізм (іу), вміщуючий в собі ланцюг налагодження і диференційний механізм 1, обертальний рух одержує шпіндель 2 із закріпленою в ньому заготовкою. Від керуючого двигуна М2 через передаточний механізм (іv), із ланцюгом настройки, обертальний рух одержує інструментальний шпіндель 3.

Крім цього, кінематичний зв'язок диференційного механізму з колесом 4, закріпленим на шпинделі 3 забезпечує часткове розвантаження управляючого кінематичного ланцюга від сили різання.

Таким чином, інструментальний шпіндель 3 знаходиться у рівновазі під дією моментів.

$$M_{x1} + M_{x2} = M_l$$

де  $M_{x1}$  – момент, який розвивається управляючим двигуном М2;

$M_{x2}$  – момент, який передається диференціалом 1;

$M_l$  – момент сили різання.

Із приведеного співвідношення витікає, що рівень розвантаження управляючого ланцюга приводу залежить від передаточного відношення диференціала.

Розвантаження управляючого ланцюга розширює технологічні можливості приводу.

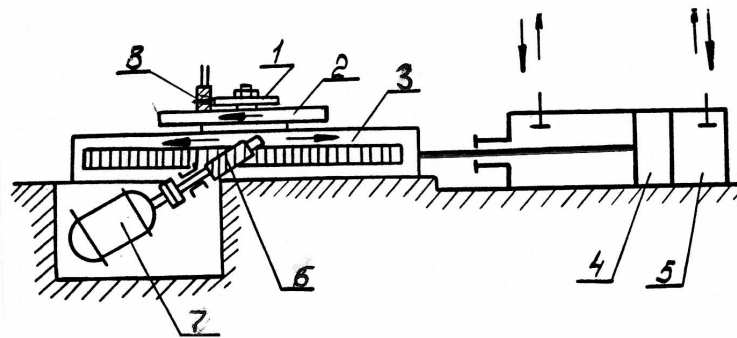


Рисунок 7 – Схема приводу подачі копіювально-фрезерного верстата

Схема приводу подачі копіювально-фрезерного верстата, механізм радіальної подачі якого працює в режимі підсилювача потужності, показано на рис. 7.

При обробці заготовки фреза 8 своєю опорною поверхнею опирається на кулачок 1. Силоне замикання (фреза 8 – кулачок 1) забезпечується циліндром 5, поршень 4 якого притискує кулачок 1 до опорної поверхні фрези 8. Кутова подача забезпечується електродвигуном 7 через черв'ячну передачу 6.

На рис. 8 приведена схема приводу силової головки пінольного типу, механізм подачі якої працює в режимі підсилювача потужності. Від електродвигуна 12 через гвинтову зубчасту передачу 9-10 одержує обертання шпіндель 8. Управляючий двигун 11 через рейкову передачу 6-7 забезпечує повний цикл зворотно-поступальних рухів.

В процесі робочої подачі сила ( $P$ ), яка виникає у гвинтовій передачі 10-9, розвантажує механізм подачі від технологічного навантаження ( $P_x$ ), що зменшує рушійну силу ( $P_l$ ) у приводі подачі.

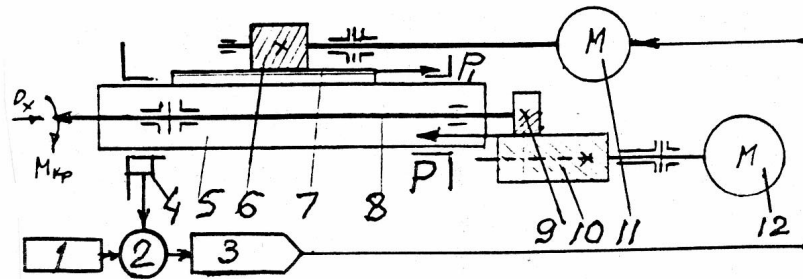


Рисунок 8 – Схема приводу силової головки пінольного типу

При збільшенні технологічного навантаження і навантаження напрямних пінолі 5 датчик 4 направляє сигнал у пристрій 2, де він співставляється із сигналом пристрою 1. Результуючий сигнал через управляючий пристрій 3 знижує частоту обертання двигуна 11. Таким чином, забезпечується адаптивне управління подачею у функції технологічного навантаження.

Ще одна схема приводу копіювально-фрезерного верстата, привід кругової подачі якого працює в режимі підсилювача потужності, зображено на рис. 9.

Від електродвигуна 4 через диференціальний механізм 3 обертання одержує фреза 7. Другий вихідний ланцюг диференціального механізму 3 через шестерні 5-6 і 9-17 з'єднано із столом 1.

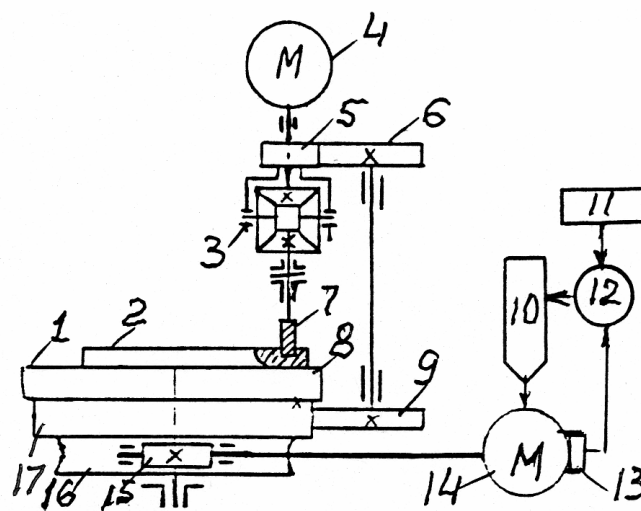


Рисунок 9 – Схема приводу кругової подачі копіювально-фрезерного верстата

В процесі обробки двигун 14 через черв'ячну передачу 15-16 здійснює кругову подачу. Таким чином, стіл 1 знаходиться у рівновазі під дією моментів

$$M_t = M_y + M_p,$$

де  $M_t$  – момент технологічного навантаження (різання);

$M_y$  – момент, який передається на стіл від управляючого двигуна 14;

$M_p$  – момент, навантаження, який передається від диференціального механізму 3 приводу головного руху.

Величина моменту  $M_p$  залежить від технологічного навантаження і передаточного відношення диференціала 3 і кінематичного ланцюга, що зв'язує механізм 3 із стоком.

В процесі роботи датчик 13 контролює навантаження двигуна 14. Сигнал датчика від пристрою 12 порівнюється із сигналом програмного пристрою 11. Результуючий сигнал через пристрій 11 управляє частотою обертання двигуна і швидкістю кругової подачі, здійснюючи адаптивне управління подачею у функції навантаження.

Таким чином, система забезпечує зниження навантаження до оптимального по точності і стабілізує навантаження на цьому рівні.

Схема силової головки агрегатного верстата, у якій механізм подачі працює в режимі підсилювача потужності приведена на рис. 10. Силова головка має систему управління з перемінною структурою, яка забезпечує в процесі робочого ходу управління співвідношення рушійних сил у функції деформації напрямних, а в процесі холостих переміщень управління швидкістю у функції навантаження ланцюга управління.

Всі вузли і механізми силової головки розташовані в корпусі 3. Від електродвигуна  $M_2$  через зубчаті колеса 12-13 і несамогальмівну гвинтову передачу 14-15 обертання одержує шпindel 1, розташований в пінолі 2. На пінолі установлена гайка 8, спряжена з гвинтом 9, а гвинт через шестерні 11-10 має зв'язок із управляючим двигуном  $M_1$ .

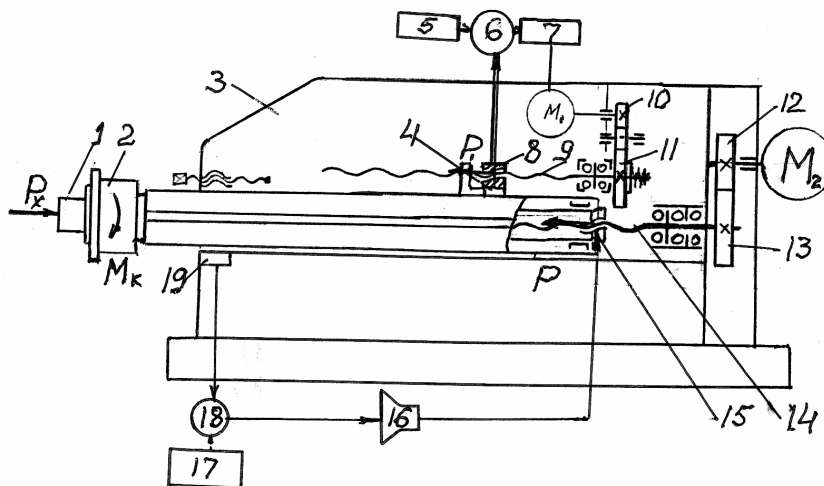


Рисунок 10 – Схема силової головки агрегатного верстата

Цикл роботи силової головки складається із швидкого підведення шпинделя 1 з інструментом до заготовки, робочої подачі і відведення у вихідне положення. Управління циклом здійснюється кроковою автоматикою.

В процесі швидкого підведення і відведення датчик 4 контролює навантаження в управляючому ланцюзі і через порівнюючий 6, програмуючий 5 і управляючий пристрої змінює частоту обертання управляючого двигуна. При робочій подачі датчик 19 контролює навантаження через порівнюючий 18, програмуючий 17 і управляючий 16 пристрої змінює передаточне співвідношення гвинтової передачі 14-15. В результаті змінюється співвідношення сил  $P$  і  $P_1$  і навантаження напрямних. Зниження навантаження в напрямних пінолі підвищує точність обробки.

Схема зубофрезерного верстата, механізм подачі якого працює в режимі підсилювача потужності з гідравлічним обмежувачем швидкості показана на рис. 11.

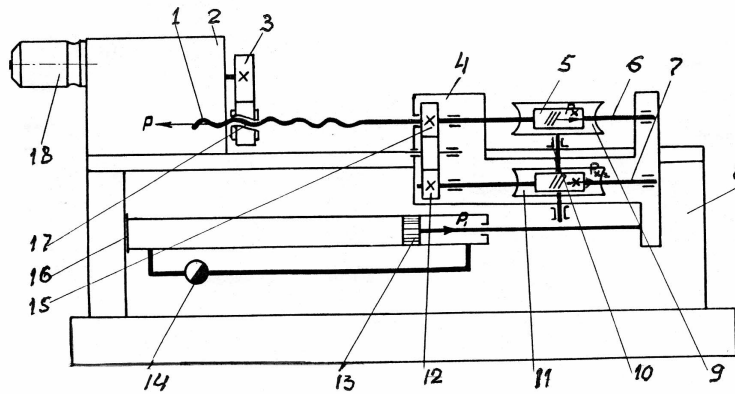


Рисунок 11 – Схема механізму подачі зубофрезерного верстата

Від електродвигуна 18 через коробку швидкостей 2, шестерню 3, несамогальмівну гвинтову передачу 17-1 обертання одержує шпindel 6 з інструментом 5, який оброблює заготовку 9. На шпинделі 7, який одержує обертання через шестерні 4-12, установлена черв'ячна фреза 10, яка обробляє колесо 11.

В процесі обробки у гвинтовій передачі 1-17 утворюється сила  $P$ , що переміщує супорт з інструментом по напрямних станини 8 у напрямку руху подачі. Швидкість цього руху обмежується дроселем 14, який знаходиться у з'єднуючому каналі порожнин гідроциліндра 16. Осьова сила  $P_1$ , що створюється на поршні 13, обмежує швидкість тангенціальної подачі супорта 4.

Особливістю розглянутої схеми приводу є відсутність кінематичного ланцюга обкатки, функції якої виконує кінематична пара інструмент 5 – заготовка 9, які здійснюють процес шевінгування. Це спрощує привід і накопичені погрішності ланцюга обкатки верстата на точність обробки. Управління швидкістю подачі здійснюється регулюванням дроселя 14.

### Висновки

1) Описані в даній статті механізми розроблені на кафедрі "Металорізальні верстата та системи" КНТУ дають можливість розвантажувати ланцюг подачі верстатів шляхом введення підсилувачів потужності і забезпечувати високу точність обробки деталей без зниження величини подачі.

2) Подібні конструкції механізмів можна застосувати і в ланцюгах головного руху верстатів і силових головок агрегатних верстатів.

### Список літератури

1. В. М. Пестунов, Е. А. Кариков, Повышение точности и производительности металлорежущих станков. – К.: Техника, 1979. – 96 с
2. В. М. Пестунов, Силовые узлы агрегатных станков с автоматической оптимизацией нагрузки в приводе главного движения. – М.: Известия вузов. Машиностроение, 1971, №8. – С. 156–160.

В статье приведены различные конструкции и принципы действия механизмов подачи с усилителями мощности, которые обеспечивают высокую производительность и точность обработки деталей на многооперационных станках, агрегатных системах и силовых головках.

In the article different constructions and principles of action of mechanisms of serve are resulted with strengtheners powers, which provide a high performance and exactness of treatment of details on a lot of operations machine-tools, aggregate systems and power heads.

## Підсилювачі потужності в механізмах подачі технологічного устаткування

В статті приводяться конструкції і принципи дії механізмів подачі з підсилювачами потужності, які забезпечують високу продуктивність і точність обробки деталей на багатоопераційних верстатах, агрегатних системах і силових головках.

**муфта, підсилювач потужності, формоутворення, кінематичний ланцюг подачі, силова головка, шпіндель, піноль, адаптивне управління**

**Вступ.** Під механізмами підсилювачами потужності треба розуміти приводи машин, які складаються із силового і управляючого двигунів із відповідними управляючим і силовим кінематичними ланцюгами, підпорядкованими загальною системою управління.

Механізми подачі, в загальному розумінні, вміщують в собі двигун, кінематичний ланцюг, з'єднуючий його із виконуючим органом і систему управління.

Традиційна функція механізму подачі полягає в тому, щоб відтворити одну або кілька елементарних складових складного руху формоутворення. Оскільки процес формоутворення повинен забезпечити кінематику утворення заданої поверхні і подолати опір матеріалу при обробці, то всі кінематичні ланцюги і виконавчі органи, які забезпечують процес обробки, виконують дві головні функції – силову і кінематичну. Але ці функції знаходяться у протиріччі і виконання механізмами подачі силових функцій погіршує умови виконання ними кінематичних функцій процесу формоутворення. Спроби часткового розподілу цих функцій шляхом традиційного переходу до чорнових і чистових процесів формоутворення входять у протиріччя з вимогами гнучких технологій і багатоопераційних верстатів. Це пояснюється тим, що на вищезазначених верстатах чорнові і чистові операції виконуються на одному і тому ж устаткуванні.

**Актуальність проблеми.** Все це викликало необхідність пошуку нових шляхів вирішення протиріччя між навантаженням і точністю.

Задача полягає в тому, щоб при заданих умовах і режимах обробки створити такі умови навантаження виконавчих органів і кінематичних ланцюгів, які б змогли забезпечити максимально можливе покращення вихідних характеристик верстатів і їх точності.

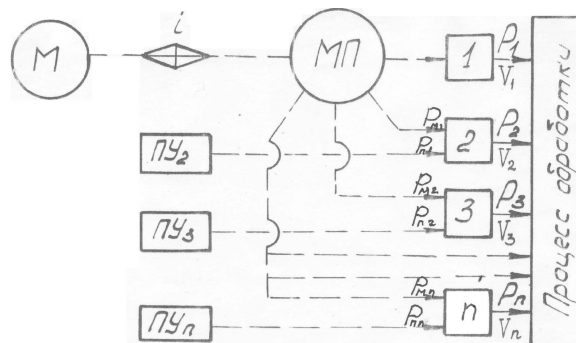
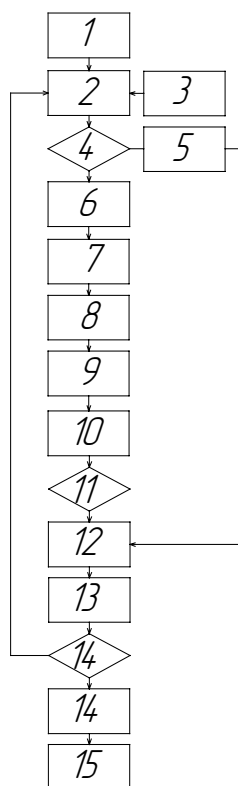


Рисунок 1 – Схема приводу з механічним підсилювачем потужності



Рисунок 2 – Класифікація механізмів подачі, які працюють як накопичувачі потужності



1. Вихідні дані, задача проектування;
2. Службове призначення привода, його технічна характеристика;
3. Традиційні методи вирішення задачі;
4. Вирішення задачі традиційним шляхом;
5. Розробка технічного проекту;
6. Вибір силового ланцюга;
7. Вибір режиму навантаження управляючого ланцюга (механізму подачі);
8. Вибір управляючого ланцюга;
9. Розробка структурної схеми і оцінка умов навантаження виконавчих органів;
10. Розробка технічного проекту;
11. Оцінка результату;
12. Розробка технічного проекту;
13. Виготовлення і випробування;
14. Оцінка результату;
15. Впровадження в практику

Рисунок 3 – Алгоритм проектування механізму подачі, що працює в режимі підсилувача потужності

**Основна частина.** Цій умові відповідають механізми подачі, в тому числі і напрямні, які працюють в режимі механічних підсилювачів потужності. Узагальнена схема, яка охоплює такий привід показана на рис. 1.

На схемі  $M$  – електродвигун силового ланцюга;

$i$  – передавальний механізм;

$МП$  – механізм управління потоками потужності;

На (рис.3)  $1,2\dots n$  – виконавчі органи приводу формоутворення в процесі обробки;

$ПУ_2, ПУ_3\dots ПУ_n$  – програмне управління джерелом руху або гальмівний пристрій ланцюга;

$P_1V_1, P_2V_2\dots P_nV_n$  – параметри руху формоутворення по складових.

Із приведеної схеми можна зробити висновок, що виконавчі органи  $2,3\dots n$ , які сприймають технологічне навантаження  $P_2, P_3\dots P_n$  знаходяться під силовим навантаженням механізму управління потоками потужності (МП) і відповідного програмуючого пристрою. Тому кожний такий виконавчий орган (наприклад 2), який працює в режимі механічного підсилювача потужності, може виконувати свої функції процесу формоутворення при одному із можливих співвідношень сил:

$$P_{M1} > P_2.$$

При такому режимі механізм  $ПУ_2$  повинен виконувати гальмівні функції.

$$P_{M1} < P_2.$$

При такому режимі механізм  $ПУ_2$  виконує звичайні функції, але із частковим розвантаженням від сил різання.

$$P_{M1} = P_2$$

При такому режимі механізм  $ПУ_2$  втрачає силові функції.

Механізми подачі, які працюють в режимі підсилювачів потужності можна класифікувати по виконанню, по режиму роботи, по типу силового і управляючого привода і ін. (рис. 2). На рис. 3 приведено алгоритм проектування механізму подачі, який працює в режимі підсилювача потужності.

У відповідності з приведеними класифікацією і алгоритмом проектування в статті розглянуті схеми і конструкції механізмів подачі працюючих в режимі підсилювачів потужності.

Схема привода, який працює в режимі механічного підсилювача потужності, який здійснює рух подачі, приведено на рис. 4.

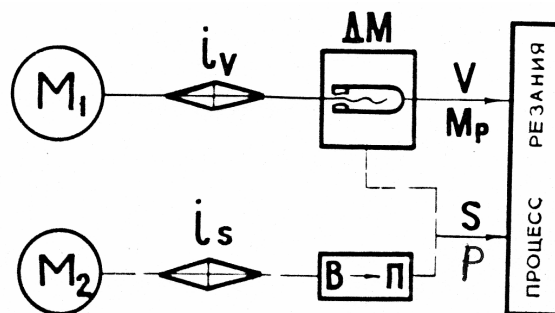


Рисунок 4 – Схема привода подачі, який працює в режимі підсилювача потужності

Від електродвигуна  $M_1$  через передаточний механізм  $iv$ , в якому знаходиться ланцюг настройки, рух передається диференціальному механізму (ланцюг ДМ), виконаному у вигляді несамогальмівної гвинтової передачі. Другий вихідний ланцюг диференціального механізму з'єднаний з приводом подачі, який сприймає технологічне навантаження ( $P$ ). Управляючий двигун ( $M_2$ ) через передаточний механізм ( $is$ ), що вміщує в собі ланцюг настройки, через механізм перетворення обертального руху в поступальний ( $B \rightarrow П$ ), передає рух виконавчому органу механізму подачі, виконуючи кінематичні функції.

На рис. 6 приведена діаграма, на якій показано як змінюється структурна схема привода рухів формоутворення в залежності від функціонального призначення системи управління. Із діаграми витікає, що привід руху формоутворення синтезований на основі підсилювачів потужності охоплює великий діапазон технологічних завдань.

Кінематична схема силової головки агрегатного верстата, показана на рис. 5, розроблена по структурній схемі 2.1 (дивись рис.7). Робота механізму подачі силової головки в режимі підсилювача потужності забезпечує зниження навантаження пружної деформації напрямних пінолі і на цій основі підвищує точність і надійність.

Шпіндель 1, установлений на підшипниках в пінолі, яка по циліндричних напрямних переміщається в корпусі. На пінолі закріплена гайка 2, яка через гвинт 3 і шестерні 5, 6, 7 має зв'язок із електродвигуном 4.

Головний обертальний рух шпіндель 1 одержує від електродвигуна 14 через шестерні 12-13, 10-11 і несамогальмівну гвинтову передачу 9-8. В процесі обробки крутний момент навантаження, який передається гвинтовою парою 9-8, викликає осьову силу  $P$ , яка частково компенсує технологічне навантаження ( $P_x$ ). Пружна деформація напрямних пінолі, яка вимірюється датчиком 18, утворює сигнал, який подається в порівнюючий пристрій 16, куди одночасно подається програмуючий сигнал із пристрою 17.

Результуючий сигнал через управляючий пристрій 15 змінює передаточне відношення гвинтової передачі 8-9, змінюючи тим самим співвідношення сил  $P$  і  $P_1$  і деформацію напрямних, утримуючи її в допустимих межах.

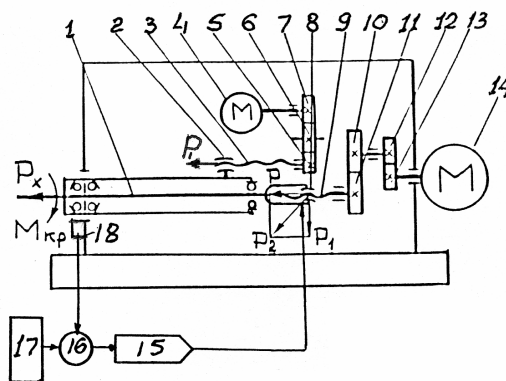


Рисунок 5 – Кінематична схема силової головки агрегатного верстата

Таким чином, забезпечується адаптивне управління величиною навантаження і пружною деформацією напрямних пінолі, що приводить до підвищення їх точності. На рис. 7 приведено механізм подачі силового столу агрегатних верстатів і автоматичних ліній, який працює в режимі підсилювача потужності. На напрямних корпуса 7 встановлено стіл 6. В корпусі розташовані всі механізми привода.

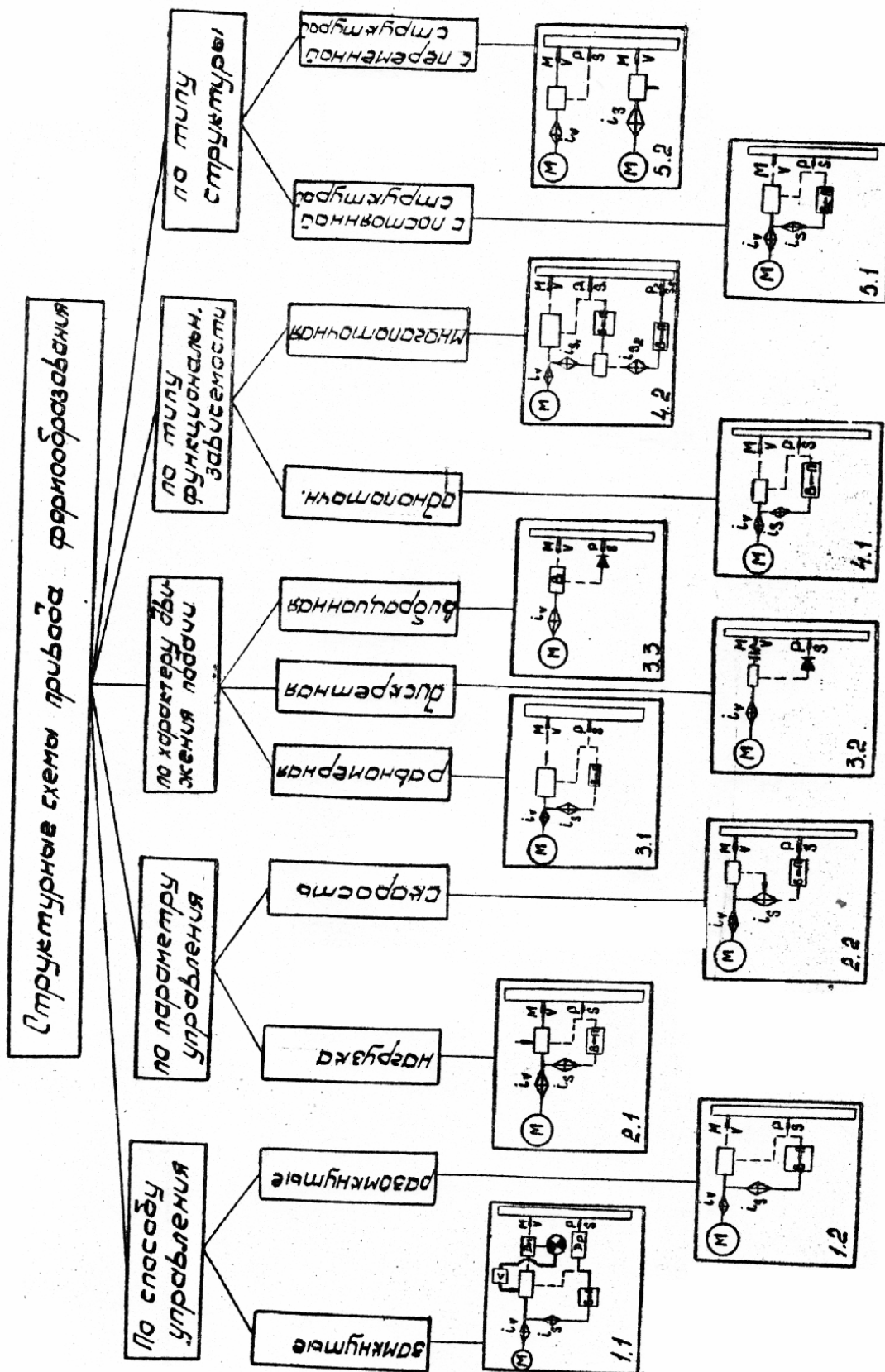


Рисунок 6 — Диаграмма зміни структурної схеми привода подачі в залежності від функціонального призначення

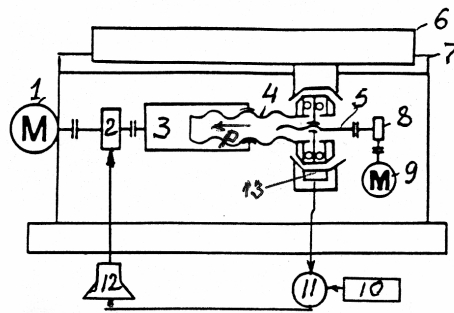


Рисунок 7 – Схема механізму подачі силового столу агрегатного верстата

Від силового електродвигуна 1 через силову муфту 2, гайку 3 і гвинт 4 несамогальмівної гвинтової передачі потужність підводиться до конічної опори столу. Від управляючого двигуна 9, через передаточний механізм 8 і гвинтову передачу 5 приводиться в рух внутрішня опора, яка дотикається конічною поверхнею до опори столу.

Замикання конічних поверхонь опори викликає утворення крутного моменту навантаження силового приводу і осьову силу у гвинтовій передачі 3-4. Ця рушійна сила переміщає стіл 6 у напрямку, який співпадає з напрямком обертання двигуна 1, що управляється шляховою автоматикою.

Під час роботи датчик 13 вимірює навантаження в опорі. Сигнал датчика подається у порівнюючий пристрій 11, куди одночасно подається сигнал із програмуючого пристрою 10. Результуючий сигнал через пристрій 12 управляє муфтою 2 силового привода.

Таким чином забезпечується виконання циклу роботи силового столу у відповідності з програмою без перенавантаження.

На рис. 8 показана схема привода подачі свердлильного верстата, який працює в режимі підсилювача потужності.

Силовий привід від електродвигуна 14 приєднаний до керованого диференціального механізму 13. Передаточні механізми 12 і 15 з'єднані відповідно з двома втулками 9 і 11. Втулка 9 і гвинт 10 зв'язані шпонкою, а втулка 11 спряжено з гвинтом через несамогальмівну гвинтову передачу: гвинт 10 з'єднаний із шпинделем 5 з інструментом, який обробляє заготовку 6.

Шпиндель, закріплений в пінолі 16 здійснює повний цикл зворотно-поступальних рухів. Ці рухи забезпечує управляючий ланцюг, який складається із двигуна 8, передаточного механізму 7 і реєчної передачі 2-3.

В процесі обробки датчик 4 контролює деформацію (навантаження) напрямних пінолі. Сигнал датчика порівнюється за допомогою пристрою 18 з програмним сигналом пристрою 19. Результуючий сигнал через управляючий пристрій 17 змінює передаточне відношення диференціального механізму, який управляє потоками потужності в приводі головного руху. В результаті таких дій змінюється величина сили  $P_1$ , яка компенсує технологічне навантаження ( $P_x$ ). Таким чином, змінюючи співвідношення сил  $P_1$  і  $P_2$  можна отримати оптимальне по точності їхнє співвідношення.

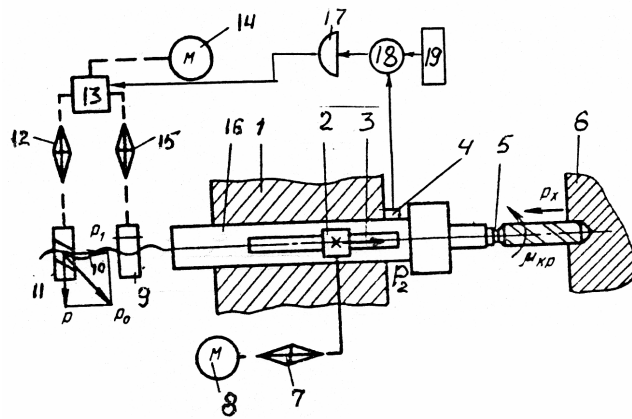


Рисунок 8 – Схема приводу подачі свердильного верстата

На рис. 9 показана двопрограмна система автоматичного управління швидкістю подачі шляхом оптимального по продуктивності обмеження швидкості поступального руху виконавчого органу.

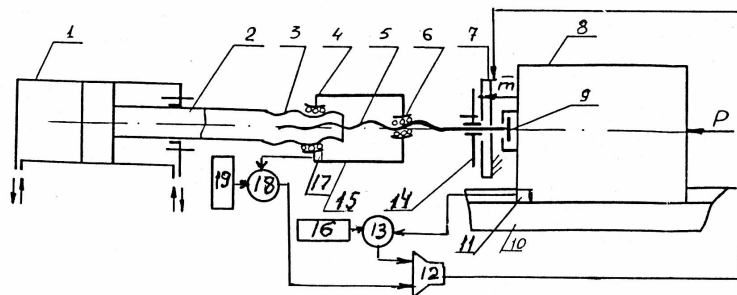


Рисунок 9 – Схема автоматичного управління приводу подачі

Силовий пневматичний циліндр 1 через поршень, шток 2 і гвинт 3, гайку 4, гвинт 5 і гайку 6 з'єднаний із опорою 9 виконавчого органу приводу подачі. Виконавчий орган 8 переміщується по напрямних станини 10. На гвинті 5 встановлено ротор гальмівної муфти 7.

Під час роботи привода подачі кожний елемент циклу має свій параметр оптимального по продуктивності управління. Так в процесі холостих переміщень (швидко підведення і відведення) параметром оптимального управління є навантаження в механізмі поступальних рухів, що контролюється датчиком 17. Сигнал датчика подається на порівнюючий пристрій 18, де порівнюється з програмним сигналом пристрою 19. Одержаний результат через управляючий пристрій 12 змінює режим ковзання муфти 7 і в результаті змінює швидкість руху виконавчого органу 8. При робочій подачі оптимальним параметром управління є точність обробки, яка визначається величиною пружної деформації напрямних і контролюється датчиком 11. Сигнал датчика подається на порівнюючий пристрій 13 і одночасно подається сигнал програмного пристрою 16. Результуючий сигнал через пристрій 12 обмежує швидкість робочої подачі і таким чином знижує пружну деформацію в напрямних, підвищуючи точність обробки. Реверс привода здійснюється реверсом циліндра 1.

Перемикання структури управління здійснюється автоматично.

### Висновок

Таким чином, використання підвищувачів потужності механізмів подачі, дозволяє передавати потужність в приводах подачі декількома кінематичними

ланцюгами, що дає можливість підвищити точність і довговічність приводу шляхом розвантаження напрямних та інших механізмів верстатів.

## Список літератури

1. В. М. Пестунов, Е. А. Кариков, Повышение точности и производительности металлорежущих станков. – К.: Техника, 1979. – 96 с.
2. В. М. Пестунов, Ф. К. Королев, К вопросу об исследовании механизма подачи силовой головки агрегатных станков. – Харьков.: Труды Харьковского политехн. института, 1963, - 25 с.

В статье рассматриваются различные механизмы подачи оснащенных усилителями мощности и принципы их работы с автоматическим регулированием нагрузки с целью обеспечения точности обработки и производительности. Приведенные в статье механизмы впервые применяются на станочных системах с целью повышения эффективности их работы.

In the article the different constructions of serve are examined equipped the strengtheners of power and principles of their work self-adjusting loading with the purpose of providing of exactness of treatment and productivity. The mechanisms resulted in the article are first used on the machine-tool systems with the purpose of increase of efficiency of their work.

**О.П. Лобок, канд. фіз.-мат. наук, Б.М. Гончаренко, д-р техн. наук**

*Національний університет харчових технологій*

**Л.Г. Віхрова, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Синтез оптимальних матричних регуляторів з мінімальною чутливістю до зовнішніх збурень

В даній роботі розглядається задача побудови оптимального матричного ПД-регулятора відносно спостережуваних параметрів об'єкта керування, що функціонує в умовах невизначеності. Оптимальний регулятор знаходиться з умови мінімізації інтегрального квадратичного критерію якості при забезпеченні мінімальної чутливості керування і стану системи щодо зовнішніх збурень.

**оптимальне мінімаксне керування, матричні регулятори, чутливість керування і стану, нерівність Релея, фундаментальна матриця розв'язків, інтегрально-квадратичний критерій, еліпсоїд зовнішніх збурень**

Проблеми побудови оптимальних регуляторів для скінченновимірних лінійних динамічних систем з інтегрально-квадратичним критерієм якості при детермінованих та стохастичних збуреннях вивчались зокрема в роботах [1-3]. Для об'єктів, що функціонують в умовах невизначеності, одним з перспективних підходів до побудови оптимального керування є мінімаксний [4]. В даній роботі пропонується подальший розвиток теорії мінімаксного керування, а саме, розглядається задача знаходження оптимального матричного ПД регулятора, який за найнесприятливіших зовнішніх збурень забезпечує мінімум квадратичного критерію якості при мінімальній чутливості регулятора та стану системи керування до невідомих зовнішніх збурень.

Розглянемо об'єкт, який описується лінійною динамічною системою рівнянь

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Lf, & t_0 < t \leq T, \\ x(t_0) = Mx^0, \end{cases} \quad (1)$$

де  $x(t) = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$  –  $n$ -вимірний вектор стану;

$u(t) = (u_1, u_2, \dots, u_m)^T$  –  $m$ -вимірний вектор керування;

$f = (f_1, f_2, \dots, f_l)^T$  –  $l$ -вимірний вектор зовнішніх збурень об'єкта, що діють на протязі всього періоду керування  $[t_0, T]$  об'єктом;

$x^0 = (x_1^0, x_2^0, \dots, x_r^0)^T$  –  $r$ -вимірний вектор збурень, що діють на об'єкт в початковий момент часу  $t_0$ ;

$A, B, L, M$  – відомі (задані) матриці розмірностей відповідно  $n \times n$ ,  $n \times m$ ,  $n \times l$ ,  $n \times r$ , " $T$ " – операція транспонування.

Збурення  $x^0, f$  – невідомі ( $f$  не залежить від часової змінної  $t$ ), але вони належать до області, що являє собою еліпсоїд в  $l + r$  вимірному просторі

$$\Omega_{x^0, f} = \{(x^0, f) : (x^0)^T W_0 x^0 + f^T W_f f \leq 1\}, \quad (2)$$

де  $W_0 = W_0^T > 0$ ,  $W_f = W_f^T > 0$  – відомі симетричні додатно визначені вагові матриці розмірностей  $r \times r$  та  $l \times l$  відповідно.

Нехай спостереження за параметрами вектора стану  $x(t)$  або його виміри описуються рівнянням

$$y(t) = Cx(t), \quad (3)$$

де  $y(t) = (y_1, y_2, \dots, y_p)^T$  –  $p$ -вимірний вектор результатів спостереження,  $C$  – відома матриця спостереження розмірності  $p \times n$ .

Задамо клас матричних ПД-регуляторів, серед яких будемо шукати оптимальне керування  $u(t)$

$$u(t) = R(t)y(t) + P(t) \int_{t_0}^t Q(\tau)y(\tau)d\tau + H(t)\dot{y}(t), \quad (4)$$

де  $y(t)$  – вектор результатів вимірів (3);

$R(t)$ ,  $P(t)$ ,  $Q(t)$ ,  $H(t)$  – невідомі шукані матриці відповідних розмірностей  $m \times p$ ,  $m \times q$ ,  $q \times p$ ,  $m \times p$ .

Розглянемо інтегрально-квадратичний критерій оптимальності (критерій якості функціонування об'єкта)

$$I(u) = \int_{t_0}^T \left( x^T(t)D_x x(t) + u^T(t)D_u u(t) \right) dt + x^T(T)D_T x(T), \quad (5)$$

де  $D_x = D_x^T \geq 0$ ,  $D_u = D_u^T > 0$ ,  $D_T = D_T^T \geq 0$  – відомі матриці розмірностей  $n \times n$ ,  $m \times m$ ,  $n \times n$ .

Задача полягає в тому, щоб знайти оптимальне керування  $u(t)$  в класі матричних ПД-регуляторів (4), яке за найнесприятливіших зовнішніх збурень  $(x^0, f) \in \Omega_{x^0, f}$ , що можуть діяти на об'єкт, мінімізує критерій (5) і при цьому забезпечує мінімальну чутливість параметрів вектора стану  $x(t)$  і вектора керування  $u(t)$  до цих збурень  $(x^0, f)$ .

Для того, щоб регулятор (4) враховував чутливість векторів  $x(t)$  і  $u(t)$  до зовнішніх збурень  $(x^0, f) \in \Omega_{x^0, f}$  формалізуємо поняття чутливості. Під чутливістю елемента  $x_i(t)$  вектора  $x(t)$  до деякого параметра  $\alpha$  будемо розуміти похідну  $\frac{\partial x_i(t)}{\partial \alpha}$ . Тоді чутливість вектора стану  $x(t)$  відносно зовнішніх збурень  $x^0$  і  $f$  буде визначатись матрицями

$$\Theta_{x^0}(t) = \frac{\partial x(t)}{\partial x^0} = \left\{ \frac{\partial x_i(t)}{\partial x_j^0} \right\}_{i=1, j=1}^{n, r}, \quad \Theta_f(t) = \frac{\partial x(t)}{\partial f} = \left\{ \frac{\partial x_i(t)}{\partial f_j} \right\}_{i=1, j=1}^{n, l}, \quad (6)$$

де  $(\Theta_{x^0})_{ij} = \frac{\partial x_i(t)}{\partial x_j^0}$   $\left( (\Theta_f)_{ij} = \frac{\partial x_i(t)}{\partial f_j} \right)$  визначає чутливість координати  $x_i(t)$  до зміни  $j$ -ї координати  $x_j^0$  ( $f_j$ ) вектора збурень  $x^0$  ( $f$ ).

Для того, щоб точніше описати вплив, наприклад, вектора зовнішніх збурень  $f$  на вектор стану  $x(t)$  (чутливість) розглянемо наступну функцію чутливості

$$\Phi_f(t) = tr \left[ \Theta_f(t) S_f \Theta_f^T(t) C_f \right], \quad (7)$$

де  $tr[\bullet]$  – слід матриці, тобто сума її діагональних елементів,  $S_f = diag(s_1, s_2, \dots, s_l)$ ;

$C_f = \text{diag}(c_1, c_2, \dots, c_n)$  – задані діагональні вагові матриці з невід’ємними елементами.

Неважко переконатись, що

$$\Phi_f(t) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^l c_i s_j \left( \Theta_f(t) \right)_{ij}^2, \quad (8)$$

і, отже, функціонал

$$J_f = \int_{t_0}^T \Phi_f(t) dt = \int_{t_0}^T \text{tr} \left[ \Theta_f(t) S_f \Theta_f^T(t) C_f \right] dt \quad (9)$$

описує узагальнену чутливість вектора стану  $x(t)$  до зовнішніх збурень  $f$  на протязі всього періоду керування.

Очевидно, що за рахунок вибору вагових множників  $c_i$  і  $s_j$  можна одержати такі часткові функції чутливості:

- якщо  $c_k = 1$ ,  $c_i = 0$ ,  $i = 1, 2, \dots, k-1, k+1, \dots, n$ , то функція

$\rho_k(t) = \sum_{j=1}^l s_j \left( \Theta_f(t) \right)_{kj}^2$ , одержана з (8), описує чутливість координати  $x_k(t)$  до всіх координат вектора збурень  $f$ ;

- якщо  $s_k = 1$ ,  $s_i = 0$ ,  $i = 1, 2, \dots, k-1, k+1, \dots, l$ , то функція  $\sigma_k(t) = \sum_{i=1}^n c_i \left( \Theta_f(t) \right)_{ik}^2$ ,

одержана з (8), описує залежність чутливості одразу всіх координат вектора стану  $x(t)$  відносно зміни значень координати  $f_k$  вектора збурень  $f$ ;

- нарешті, якщо  $c_k = 1$ ,  $c_i = 0$ ,  $i = 1, 2, \dots, k-1, k+1, \dots, n$ ,  $s_m = 1$ ,  $s_i = 0$ ,  $i = 1, 2, \dots, m-1, m+1, \dots, l$ , то функція  $\mu_{km}(t) = \left( \left( \Theta_f(t) \right)_{km} \right)^2$  очевидно, описує чутливість координати  $x_k(t)$  до збурювальної координати  $f_m$ .

Аналогічно до (9) введемо в розгляд функціонал

$$J_{x^0} = \int_{t_0}^T \Phi_{x^0}(t) dt = \int_{t_0}^T \text{tr} \left[ \Theta_{x^0}(t) S_0 \Theta_{x^0}^T(t) C_0 \right] dt, \quad (10)$$

який описує узагальнену чутливість вектора стану  $x(t)$  до зовнішніх збурень  $x^0$  в початковий момент часу  $t_0$ . В виразі (10) позначено  $S_0 = \text{diag}(s_1^0, s_2^0, \dots, s_l^0)$ ,  $C_0 = \text{diag}(c_1^0, c_2^0, \dots, c_n^0)$ ,  $s_i^0 \geq 0$ ,  $c_i^0 \geq 0$  – задані вагові множники, а матриця  $\Theta_{x^0}(t)$  визначається співвідношенням (6).

На основі (9) і (10) введемо загальний функціонал чутливості вектора стану  $x$  вигляду

$$J^x = J_{x^0}^x + J_f^x = \int_{t_0}^T \left( \text{tr} \left[ \Theta_{x^0}(t) S_0 \Theta_{x^0}^T(t) C_0 \right] + \text{tr} \left[ \Theta_f(t) S_f \Theta_f^T(t) C_f \right] \right) dt. \quad (11)$$

Подібним чином введемо функціонал чутливості вектора керування  $u$  вигляду

$$J^u = J_{x^0}^u + J_f^u = \int_{t_0}^T \left( \text{tr} \left[ \Psi_{x^0}(t) G_0 \Psi_{x^0}^T(t) H_0 \right] + \text{tr} \left[ \Psi_f(t) G_f \Psi_f^T(t) H_f \right] \right) dt, \quad (12)$$

де

$$\Psi_{x^0}(t) = \frac{\partial u(t)}{\partial x^0} = \left\{ \frac{\partial u_i(t)}{\partial x_j^0} \right\}_{i=1, j=1}^{m, r}, \quad \Psi_f(t) = \frac{\partial u(t)}{\partial f} = \left\{ \frac{\partial u_i(t)}{\partial f_j} \right\}_{i=1, j=1}^{m, l}, \quad (13)$$

$G_0 = \text{diag}(g_1^0, g_2^0, \dots, g_r^0)$ ,  $H_0 = \text{diag}(h_1^0, h_2^0, \dots, h_m^0)$ ,  $G_f = \text{diag}(g_1^f, g_2^f, \dots, g_l^f)$ ,  
 $H_f = \text{diag}(h_1^f, h_2^f, \dots, h_m^f)$ ,  $g_i^0 \geq 0$ ,  $h_i^0 \geq 0$ ,  $g_i^f \geq 0$ ,  $h_i^f \geq 0$  – задані діагональні вагові матриці з невід’ємними діагональними елементами.

Таким чином, маємо три функціонали – (5), (11) і (12), які об’єднаємо (згорнемо) в один, в результаті чого, одержимо критерій

$$\Phi(R, P, Q, H, f, x^0) = I(u) + J, \quad J = J^x + J^u, \quad (14)$$

в якому підкреслена залежність критерію  $\Phi(R, P, Q, H, f, x^0)$  від матриць зворотного зв’язку  $R, P, Q, H$  регулятора (4) і від зовнішніх збурень  $x^0, f$ .

Для того, щоб регулятор враховував найнесприятливіші зовнішні збурення  $(x^0, f) \in \Omega_{x^0, f}$ , що можуть діяти на об’єкт, розглянемо мінімаксий критерій

$$\mathfrak{J}(R, P, Q, H) = \max_{(x^0, f) \in \Omega_{x^0, f}} \Phi(R, P, Q, H, f, x^0).$$

З врахуванням співвідношень (4) і (14), цей критерій запишемо так

$$\mathfrak{J}(R, P, Q, H) = \max_{(x^0, f) \in \Omega_{x^0, f}} \left\{ \int_{t_0}^T (x^T(t) D_x x(t) + u^T(t) D_u u(t)) dt + x^T(T) D_T x(T) + J \right\}, \quad (15)$$

де

$$J = \int_{t_0}^T \left[ \Theta_{x^0}(t) S_0 \Theta_{x^0}^T(t) C_0 + \Theta_f(t) S_f \Theta_f^T(t) C_f + \Psi_{x^0}(t) G_0 \Psi_{x^0}^T(t) H_0 + \right. \\ \left. + \Psi_f(t) G_f \Psi_f^T(t) H_f \right] dt. \quad (16)$$

Тоді остаточна формалізована постановка задачі синтезу оптимального матричного регулятора буде такою. Треба знайти матриці  $R, P, Q, H$ , що визначають структуру матричного ПД регулятора (4), які мінімізують критерій (15).

Для розв’язання цієї задачі зробимо заміну змінних

$$z(t) = \int_{t_0}^t Q(\tau) y(\tau) d\tau.$$

Тоді керування (4) можна записати так

$$u(t) = R(t) C x(t) + P(t) z(t) + H(t) C \dot{x}(t), \quad (17)$$

причому  $z(t)$  задовольняє рівняння

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = Q(t) C x(t), \\ z(t_0) = 0. \end{cases} \quad (18)$$

Використовуючи (17), з рівняння (1) знайдемо

$$\dot{x}(t) = (E_n - BHC)^{-1} (A + BRC) x(t) + (E_n - BHC)^{-1} BPz, \quad (19)$$

де  $E_n$  – одинична матриця розмірності  $n \times n$ .

Підставляючи (19) в (17), одержимо

$$u(t) = (RC + HC(E_n - BHC)^{-1} (A + BRC)) x(t) + (P + HC(E_n - BHC)^{-1} BP) z(t). \quad (20)$$

Тоді рівняння (1) з врахуванням (20) можна записати так

$$\dot{x}(t) = (E_n + BHC(E_n - BHC)^{-1} (A + BRC)) x(t) + (E_n + BHC(E_n - BHC)^{-1} BP) z(t) + Lf \quad (21)$$

Об’єднуючи рівняння (18) і (21) в систему, одержимо

$$\begin{cases} \frac{dw(t)}{dt} = A_w w(t) + L_w f, \\ w(t_0) = M_w x^0, \end{cases} \quad (22)$$

де

$$w(t) = \begin{pmatrix} x(t) \\ - \\ z(t) \end{pmatrix}, \quad L_w = \begin{pmatrix} L \\ - \\ 0 \end{pmatrix}, \quad M_w = \begin{pmatrix} M \\ - \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$A_w = \left( \begin{array}{c|c} (E_n + BHC(E_n - BHC)^{-1})(A + BRC) & (E_n + BHC(E_n - BHC)^{-1})BP \\ \hline \text{-----} & \text{-----} \\ QC & 0 \end{array} \right), \quad (23)$$

Розв'язок останньої системи можна представити у вигляді

$$w(t) = G(t, t_0)M_w x^0 + \int_{t_0}^t G(t, \tau)L_w d\tau f,$$

де  $G(t, \tau)$  – фундаментальна матриця, що задовольняє рівняння

$$\begin{cases} \frac{\partial G(t, \tau)}{\partial t} = A_w G(t, \tau), \\ G(\tau, \tau) = E_{n+q}. \end{cases}$$

Нехай всі матриці, з яких складається матриця  $A_w$  не залежить від часу  $t$ . Тоді  $G(t, \tau)$  можна представити у вигляді  $G(t, \tau) = e^{A_w(t-\tau)}$  і отже,  $w(t)$  після інтегрування фундаментальної матриці, прийме вигляд

$$w(t) = e^{A_w(t-t_0)}M_w x^0 + A_w^{-1}(e^{A_w(t-t_0)} - E_{n+q})L_w f, \quad (24)$$

Для подальших перетворень введемо позначення

$$\xi = \begin{pmatrix} x^0 \\ - \\ f \end{pmatrix}, \quad V_x = \begin{pmatrix} D_x & | & 0 \\ - & + & - \\ 0 & | & 0 \end{pmatrix}, \quad V_T = \begin{pmatrix} D_T & | & 0 \\ - & + & - \\ 0 & | & 0 \end{pmatrix}, \quad W = \begin{pmatrix} W_0 & | & 0 \\ - & + & - \\ 0 & | & W_f \end{pmatrix},$$

$$F = \left( RC + HC(E_n - BHC)^{-1}(A + BRC) \quad | \quad P + HC(E_n - BHC)^{-1}BP \right),$$

$$Z(t) = \left( e^{A_w(t-t_0)}M_w \quad | \quad A_w^{-1}(e^{A_w(t-t_0)} - E_{n+q})L_w \right).$$

Тоді співвідношення (24) і (20) можна перетворити таким чином

$$w(t) = Z(t)\xi, \quad u(t) = Fw(t) = FZ(t)\xi, \quad (25)$$

а область допустимих зовнішніх збурень набуде вигляду

$$\Omega_{x^0, f} \equiv \Omega_\xi = \{ \xi : \xi^T W \xi \leq 1 \}.$$

Приймаючи до уваги вирази (25), можна одержати наступне

$$x^T(t)D_x x(t) + u^T(t)D_u u(t) = \xi^T Z^T(t)(V_x + F^T D_u F)Z(t)\xi,$$

$$x^T(T)D_T x(T) = \xi^T Z^T(T)V_T Z(T)\xi.$$

Тоді інтегрально-квадратичний критерій  $I(u)$  набуває вигляду

$$I(u) = \int_{t_0}^T (x^T(t)D_x x(t) + u^T(t)D_u u(t)) dt + x^T(T)D_T x(T) = \xi^T K \xi, \quad (26)$$

де

$$K = \int_{t_0}^T Z^T(t)(V_x + F^T D_u F)Z(t) dt + Z^T(T)V_T Z(T). \quad (27)$$

Тепер можна знайти аналітичні вирази для матриць чутливості вектора стану

$$\Theta_{x^0}(t) = \frac{\partial x(t)}{\partial x^0} \quad \text{і} \quad \Theta_f(t) = \frac{\partial x(t)}{\partial f}. \quad \text{З першого співвідношення (25) одержимо}$$

$$x(t) = Nw(t) = Ne^{A_w(t-t_0)}M_w x^0 + NA_w^{-1}(e^{A_w(t-t_0)} - E_{n+q})L_w f,$$

де  $N = (E_n \mid 0)$  і отже

$$\Theta_{x^0}(t) = \frac{\partial x(t)}{\partial x^0} = Ne^{A_w(t-t_0)}M_w, \quad \Theta_f(t) = \frac{\partial x(t)}{\partial f} = NA_w^{-1}(e^{A_w(t-t_0)} - E_{n+q})L_w. \quad (28)$$

Матриці чутливості вектора керування  $\Psi_{x^0}(t) = \frac{\partial u(t)}{\partial x^0}$  і  $\Psi_f(t) = \frac{\partial u(t)}{\partial f}$  знайдемо з другої рівності (25)

$$\Psi_{x^0}(t) = \frac{\partial u(t)}{\partial x^0} = Fe^{A_w(t-t_0)}M_w, \quad \Psi_f(t) = \frac{\partial u(t)}{\partial f} = FA_w^{-1}(e^{A_w(t-t_0)} - E_{n+q})L_w, \quad (29)$$

Очевидно, що матриці чутливості (28), (29), а отже і функціонал чутливості  $J$  (16), не залежать від збурень  $x_0, f$ . Тоді, враховуючи співвідношення (26), і використовуючи наступну формулу

$$\max_{\xi \in \{\xi: \xi^T W \xi \leq 1\}} \xi^T K \xi = \lambda_{\max}(W^{-1}K),$$

яка впливає з нерівності Релея [5], де  $\lambda_{\max}(W^{-1}K)$  – максимальне власне значення матриці  $W^{-1}K$ , критерій (15) можна перетворити таким чином

$$\begin{aligned} \mathfrak{J}(R, P, Q, H) &= \max_{(x^0, f) \in \Omega_{x^0, f}} \Phi(R, P, Q, H, f, x^0) = \max_{\xi \in \{\xi: \xi^T W \xi \leq 1\}} \{\xi^T K \xi + J\} = \\ &= \max_{\xi \in \{\xi: \xi^T W \xi \leq 1\}} \{\xi^T K \xi\} + J = \lambda_{\max}(W^{-1}K) + J, \end{aligned}$$

або з врахуванням (16) звести до виразу, що формалізує функцію мети керування

$$\begin{aligned} \mathfrak{J}(R, P, Q, H) &= \lambda_{\max}(W^{-1}K) + \int_{t_0}^T \left[ \Theta_{x^0}(t)S_0\Theta_{x^0}^T(t)C_0 + \Theta_f(t)S_f\Theta_f^T(t)C_f + \right. \\ &\left. + \Psi_{x^0}(t)G_0\Psi_{x^0}^T(t)H_0 + \Psi_f(t)G_f\Psi_f^T(t)H_f \right] dt, \end{aligned} \quad (30)$$

де матриці  $K$ ,  $\Theta_{x^0}(t)$ ,  $\Theta_f(t)$ ,  $\Psi_{x^0}(t)$ ,  $\Psi_f(t)$  визначаються співвідношеннями (27), (28) і (29), а інші матриці є ваговими.

Таким чином, для визначення оптимального матричного ПДД-регулятора, який забезпечує мінімальну чутливість векторів стану і керування до зовнішніх збурень, необхідно знайти мінімальне значення функції мети (30) по матрицях  $R, P, Q, H$ , тобто розв'язати багатомірну задачу нелінійного програмування.

Якщо замість матричного ПДД-регулятора (4) використати матричний пропорційний П-регулятор виду

$$u(t) = Ry(t), \quad (31)$$

тоді критерій (15) в цьому випадку теж набуває вигляду (30), де матриці  $K$ ,  $\Theta_{x^0}(t)$ ,  $\Theta_f(t)$ ,  $\Psi_{x^0}(t)$ ,  $\Psi_f(t)$  тепер визначаються такими співвідношеннями

$$\begin{aligned} K &= \int_{t_0}^T Z^T(t) \left( D_x + C^T R^T D_u R C \right) Z(t) dt + Z^T(T) D_T Z(T), \\ \Theta_{x^0}(t) &= e^{A_R(t-t_0)} M, \quad \Theta_f(t) = A_R^{-1} (e^{A_R(t-t_0)} - E_n) L, \\ \Psi_{x^0}(t) &= RC e^{A_R(t-t_0)} M, \quad \Psi_f(t) = RC A_R^{-1} (e^{A_R(t-t_0)} - E_n) L, \end{aligned} \quad (32)$$

де  $Z(t) = \left( e^{A_R(t-t_0)} M \mid A_R^{-1} (e^{A_R(t-t_0)} - E_n) L \right)$ ,  $A_R = A + BRC$ .

Для модельного об'єкта нижче наводяться результати числових розрахунків. Обчислювальні експерименти проводились з використанням математичного пакету MatLab при наступних початкових даних:

$$A = \begin{pmatrix} 2 & -1 \\ 3 & 4 \end{pmatrix}, B = \begin{pmatrix} 1 \\ 3 \end{pmatrix}, W_0 = \begin{pmatrix} 0.1 & 0 \\ 0 & 0.2 \end{pmatrix}, W_f = \begin{pmatrix} 0.2 & 0 \\ 0 & 0.1 \end{pmatrix}, f = \begin{pmatrix} 0.2 \\ 0.5 \end{pmatrix},$$

$$x^0 = \begin{pmatrix} -1 \\ 1 \end{pmatrix}.$$

Матриці  $L, M, C, D_x, D_u, D_T, S_0, C_0, S_f, C_f$  покладались одиничними, тобто дорівнювали  $diag(1,1)$ , а матриці  $G_0, H_0, G_f, H_f$  задавались нульовими, тобто критерій якості (30) враховував тільки чутливість вектора стану  $x$  до зовнішніх збурень  $x_0, f$ . Динаміка об'єкта розглядалась на часовому проміжку  $t_0 = 0, T = 2$ .

В числових експериментах знаходився оптимальний матричний П-регулятор виду (31), в якому вектор  $R = (r_1, r_2)$  знаходився з умови мінімізації цільової функції (30), (32), графік якої подано на рис. 1.

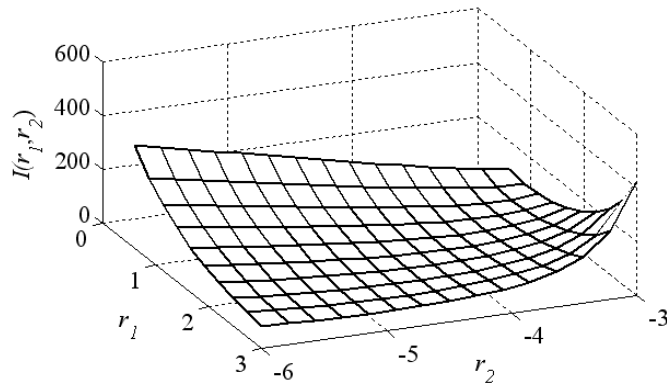


Рисунок 1 - Залежність критерію  $I(r_1, r_2)$  від коефіцієнтів  $r_1, r_2$  матриці зворотного зв'язку  $R$

Початковий вектор зворотного зв'язку (коефіцієнт підсилення П-регулятора) вибраний таким  $R_0 = (1, -2)$ .

В результаті розв'язання оптимізаційної задачі оптимальний вектор зворотного зв'язку виявився рівним  $R_{opt} = (2.9927, -5.0251)$ . Значення цільової функції (30) при цьому зменшилось з  $I_0 = 630.587$  до  $I_{min} = 73.144$ .

Для оцінки ефективності оптимального матричного П-регулятора (31) на рис. 2 – рис. 5 наведено графіки керування  $u(t)$  при початковому векторі зворотного зв'язку  $R_0 = (1, -2)$  ( $R_0$  – вектор початкового наближення) (рис. 2), графіки відповідного стану системи (“початковий” стан) (рис. 3) і чутливості (“початкова” чутливість) стану системи до збурень  $x^0$  (рис. 4) та збурень  $f$  (рис. 5).

Як видно з цих графіків оптимальне керування  $u_{opt}(t)$  швидко прямує до нуля при  $t > 1$  на відміну від “початкового” керування  $u(t)$ , що має осцилюючий (коливальний) незатухаючий характер.

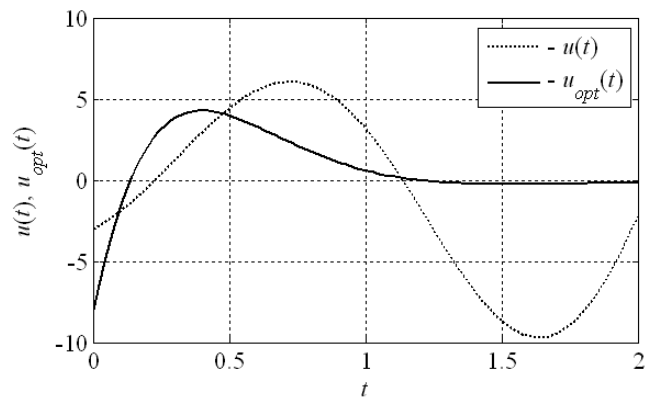


Рисунок 2 - Графіки початкового ( $u(t)$ ) та оптимального ( $u_{opt}(t)$ ) керування, що відповідають матриці зворотного зв'язку  $R = R_0$  та  $R = R_{opt}$

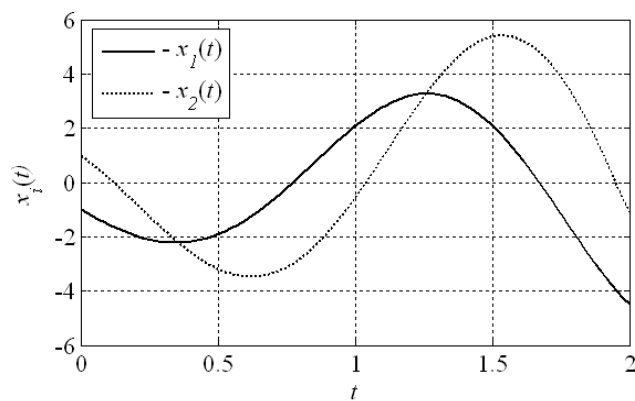


Рисунок 3 - Графіки стану системи, що відповідають “початковому” керуванню

На цьому графіку видно, що з плином часу параметри “початкового” вектора стану змінюються за деяким коливальним законом. Це означає, що “початкове” керування не стабілізує стану об'єкта.

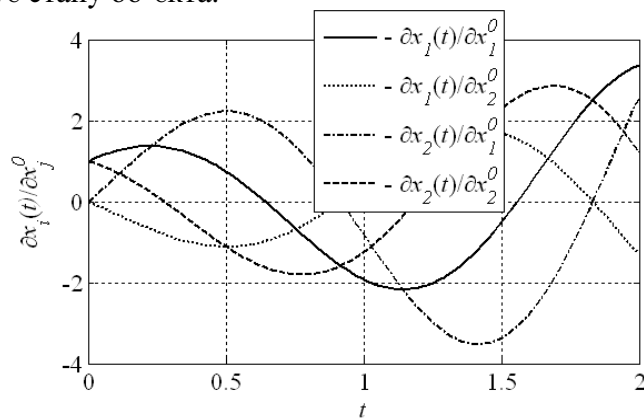


Рисунок 4 – Чутливість компонентів “початкового” вектора стану до кожної координати вектора зовнішніх збурень  $x^0$  в початковий момент часу

Рис. 4 показує високу чутливість “початкового” вектора стану до збурення  $x^0$ , причому профіль чутливості теж має коливальний характер, схожий на коливання координат вектора стану.

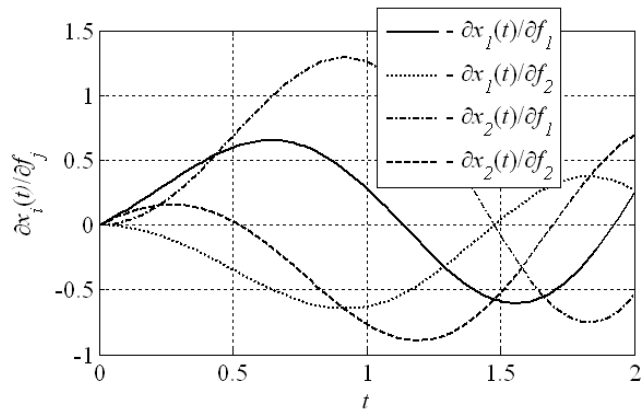


Рисунок 5 – Чутливість компонентів “початкового” вектора стану до кожної координати вектора зовнішніх збурень  $f$

Як видно з рис. 5 чутливість “початкового” стану до зовнішніх збурень  $f$  майже в два рази менша, ніж до збурень  $x^0$  і теж має незатухаючий коливальний характер.

Далі на рис. 6 – рис. 8 представлені графіки параметрів вектора стану (“оптимальний” стан) об’єкта (рис. 6), що відповідають оптимальному керуванню  $u_{opt}(t) = R_{opt}y(t)$  та графіки матриць чутливості (“оптимальна” чутливість) вектора стану  $x(t)$  до початкових збурень  $x_0$  (рис. 7) та до зовнішніх збурень  $f$  (рис. 8).

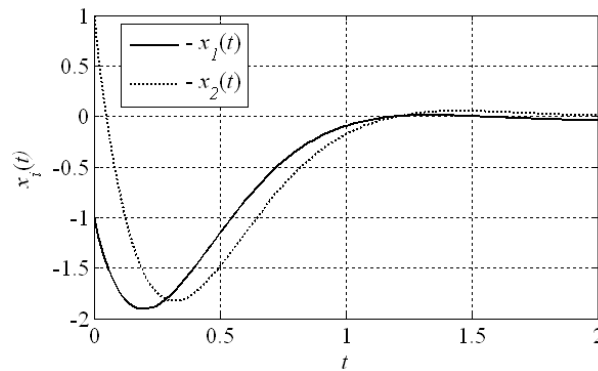


Рисунок 6 – Графіки стану системи, що відповідають оптимальному керуванню

Графіки на рис. 6 свідчать, що “оптимальний” стан системи є асимптотично стабілізованим.

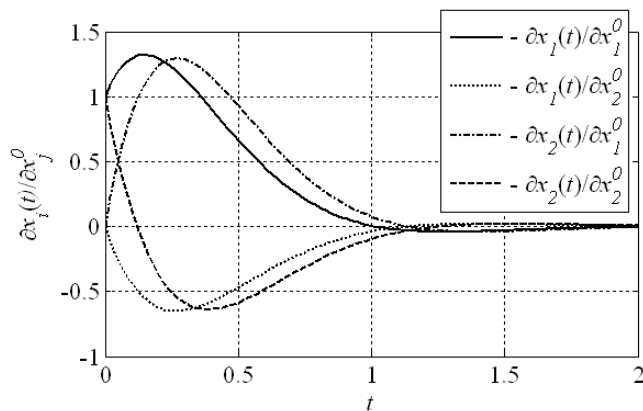


Рисунок 7 – Чутливість компонентів “оптимального” вектора стану відносно кожної координати вектора зовнішніх збурень  $x^0$  в початковий момент часу

Як видно з графіків на рис. 7 чутливість “оптимального” вектора стану до збурень  $x^0$  асимптотично згасає з плином часу при  $t > 1$  після деякого перехідного періоду.

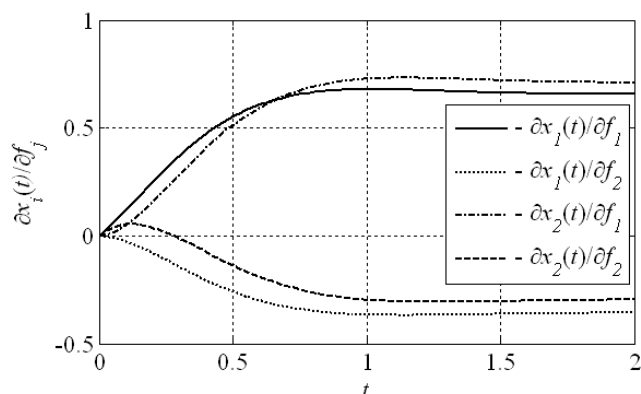


Рисунок - 8. Чутливість компонентів “оптимального” вектора стану відносно кожної координати вектора зовнішніх збурень  $f$

З графіків на рис. 8 видно, що чутливість “оптимального” вектора стану до зовнішніх збурень  $f$  з плином часу асимптотично не зменшується, але прямує до деяких постійних (усталених) значень.

**Висновок.** Аналіз одержаних результатів показує високу ефективність побудованого оптимального матричного регулятора, який дозволяє швидко стабілізувати стан системи, що функціонує в умовах невизначеності і при цьому суттєво зменшує чутливість параметрів вектора стану та керування до невідомих зовнішніх збурень.

## Список літератури

1. Рей У. Методы управления технологическими процессами. – М.: Мир, 1983. – 368 с.
2. Сейдж Э.П., Уайт Ч.С. Оптимальное управление системами. – М.: Радио и связь, 1982. – 392 с.
3. Филипс Ч., Харбор Р. Системы управления с обратной связью. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2001. – 616 с.
4. Кириченко Н.Ф. Введение в теорию стабилизации движения. – К.: Выща школа, 1978. – 184 с.
5. Магнус Я.Р., Нейдеккер Х. Матричное дифференциальное исчисление с приложениями к статистике и эконометрике. – М.: Физматлит, 2002. – 496 с.

В данной работе рассматривается задача построения оптимального матричного ПИД-регулятора относительно наблюдаемых параметров объекта управления, функционирующего в условиях неопределенности. Оптимальный регулятор находится из условия минимизации интегрального квадратичного критерия качества с обеспечением минимальной чувствительности управления и состояния системы относительно внешних возмущений.

In the given work the problem of construction optimum matrix PID-regulator concerning observable parameters of object of the management functioning in conditions of uncertainty is considered. The optimum regulator is from a condition of minimization of integrated square-law criterion of quality with maintenance of the minimal sensitivity of management and a condition of system concerning external indignations.

## Розрахунок основних показників роботи горизонтально-осьової вітроелектричної установки у складі системи автоматизованого енергопостачання автономного споживача в умовах Кіровоградського регіону

Розраховано основні показники енергетичної ефективності роботи горизонтально-осьової вітроелектричної установки, з урахуванням метеорологічних умов Кіровоградського регіону. **автономне енергопостачання, енергетична ефективність, вітрова електрична установка, вітроколесо, генератор, потужність ВЕУ, крутний момент, коефіцієнт використання енергії вітру**

Останнім часом Україна потерпає від нестачі власних традиційних енергоресурсів. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми може стати використання відновлювальних джерел енергії (ВДЕ). Найпоширенішим різновидом ВДЕ в нашій країні є вітрова енергія. Для отримання електроенергії з енергії вітру, доцільно використовувати автоматизовані системи, які включають в себе вітроелектричні установки (ВЕУ).

Технічні характеристики ВЕУ, які наводяться виробниками, не завжди дають змогу визначити кількість електроенергії, яку буде генерувати ВЕУ, особливо в умовах стохастичного характеру зміни вітрового потоку. Тому виникає необхідність розрахувати показники енергетичної ефективності роботи конкретної ВЕУ з урахуванням метеорологічних умов конкретної місцевості. В якості піддослідного об'єкта візьмемо горизонтально-осьову ВЕУ-08 виробництва ПП «Світ Вітру», м. Харків.

Метою даної роботи є визначення (розрахунково-аналітичним шляхом) основних показників енергетичної ефективності роботи ВЕУ-08 в кліматичних метеоумовах Кіровоградського регіону.

Основні матеріали дослідження. З різних джерел [1-7] відомо, що основними показниками енергетичної ефективності роботи горизонтально-осьової ВЕУ є:

- швидкість вітру на висоті щогли ВЕУ;
- площа поверхні, яку обмітає вітроколесо (ВК) з радіусом  $R$ ;
- потужність вітрового потоку, який проходить за 1 с через поперечний переріз площі поверхні, яку обмітає ВК;
- коефіцієнт використання енергії вітру в номінальному режимі роботи;
- потужність ВК при різних швидкостях вітру;
- потужність ВЕУ при різних швидкостях вітру;
- вихідна потужність генератора при різних швидкостях вітру;
- коефіцієнт гальмування вітрового потоку;
- коефіцієнт лобового опору, який діє на ВК;
- крутний момент;
- максимальне навантаження, яке діє на ВК;

- середньодобова кількість електроенергії, що генерує ВЕУ.

Зазвичай виробниками ВЕУ не надається інформація про переважну більшість перерахованих вище показників роботи ВЕУ (в окремих випадках, можуть бути відомі коефіцієнт використання енергії вітру та ККД генератора).

Основні технічні характеристики ВЕУ-08, згідно технічного паспорта, наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Технічні характеристики ВЕУ-08

<b>Основні характеристики</b>	
Номинальна потужність, Вт	800
Діаметр вітроколеса, м	3,1
Номинальна частота обертів вітроколеса, об/хв	310
Кількість лопатей, шт.	3
Спосіб орієнтації за вітром	за допомогою кіля
Регулювання частоти обертів	аеромеханічне
Тип генератора – багатополосний трифазний із збудженням від постійних магнітів	
Номинальна напруга генератора, В	24
Рекомендована висота щогли, м	11-17
Коефіцієнт потужності вітроколеса	0,45
ККД генератора	0,85
<b>Робочий діапазон швидкостей вітру, м/с</b>	
Стартова (початок роботи)	2,5
Номинальна (генератор розвиває потужність 800 Вт)	8
Максимальна експлуатаційна	50

Порядок розрахунку наступний.

1. *Аналіз даних метеоспостережень в даній місцевості.*

У відповідності до методики аналізу даних метеоспостережень [4, 8] встановлено, що для Кіровоградського регіону на висоті анемометра максимальна швидкість вітру  $V_{\phi}$  становить 13 м/с, а максимальний енергетичний потенціал вітрового потоку  $N_{max}(V_{\phi}) = 1428 \text{ Вт/м}^2$ .

2. *Визначення швидкості вітру на висоті головки ВЕУ.*

Зазвичай головки ВЕУ, розташовані на висоті від 5 до 50 м [4]. Збільшення енергетичного потенціалу з висотою пояснюється зростанням швидкості вітру, яка в приземному шарі змінюється за степеневим законом [3, 4, 6, 7]:

$$V = V_{\phi} \cdot \left( \frac{h}{h_{\phi}} \right)^{\alpha}, \quad (1)$$

де  $V$  та  $V_{\phi}$  – швидкість вітру на розсіяній висоті  $h$  та на стандартній висоті флюгера  $h_{\phi}$ ;

$\alpha$  – показник степені, який залежить від швидкості вітру. В [3] наведено залежність показника  $\alpha$  від швидкості вітру.

З [9] відомо, що для Кіровоградського регіону  $\alpha = 0,2$ . Згідно даних виробника ВЕУ-08 (див. табл. 1) висота щогли даної установки знаходиться в межах від 11 м до 17 м. При розрахунку будемо вважати, що головка ВЕУ-08 розташована на висоті щогли  $h = 17$  м.

За допомогою виразу (2) було розраховано швидкості вітру на висоті щогли ВЕУ-08, наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Порівняльна характеристика швидкостей вітру на різних висотах

h=10 м	Швидкість вітру V, м/с													
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
h=17 м	0	1,11	2,22	3,34	4,45	5,56	6,7	7,8	8,9	10	11,1	12,2	13,3	14,5

Як видно з табл. 2, швидкість вітру на висоті головки ВЕУ-08 є дещо більшою, ніж швидкість вітру на висоті анемометра. В подальших розрахунках будемо використовувати саме швидкість вітру на висоті щогли  $h = 17$  м.

3. *Визначення енергетичного потенціалу вітрового потоку.*

Енергетичний потенціал визначається рівнем питомої потужності вітрового потоку, тобто потужністю, віднесеною до  $1 \text{ м}^2$  площі та перпендикулярній напрямку вітру [6-8]:

$$N(V) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^3, \quad (2)$$

де  $\rho$  – густина повітря,  $\text{кг/м}^3$ ;

$V$  – швидкість вітру,  $\text{м/с}$ .

В середньому густина повітря становить  $\rho = 1,3 \text{ кг/м}^3$  [1-3, 5], але вона відчутно залежить від температури та тиску. Якщо врахувати метеорологічні умови Кіровоградського регіону, наведені в [10], то останній вираз набуває наступного вигляду:

$$\begin{aligned} N(V) &= 0.559 \cdot V^3 \quad \text{для зими} \\ N(V) &= 0.527 \cdot V^3 \quad \text{для весни та осені} \\ N(V) &= 0.508 \cdot V^3 \quad \text{для літа} \end{aligned} \quad (3)$$

За допомогою виразу (3) було отримано залежність енергетичного потенціалу вітрового потоку  $N(V)$  від швидкості вітру  $V$ , представлена на рис. 1.

4. *Визначення потужності потоку  $P_{\Pi}$ , який проходить за 1 с через поперечний переріз, площею  $F$ .*

Вона визначається за допомогою формули [4-6]:

$$P_{\Pi} = \frac{\rho \cdot F \cdot V^3}{2}, \quad (4)$$

де  $F$  – площа поверхні, яку обмітає ВК з радіусом  $R$ ,  $\text{м}^2$ . Для обраної установки  $F = 7,5438 \text{ м}^2$ .

Залежність потужності вітрового потоку  $P_{\Pi}$  від швидкості вітру  $V$ , наведено на рис. 2.

5. *Визначення коефіцієнту використання енергії вітру (або коефіцієнта потужності ВЕУ)  $\xi$ .*

Цей параметр характеризує ефективність використання ВК енергії вітру. Він залежить від типу вітродвигуна та режиму його роботи. Його знаходять за допомогою формули [5]:

$$\xi = \frac{P_{BK}}{P_{\Pi}}, \quad (5)$$

де  $P_{BK}$  – потужність вітроколеса, Вт.

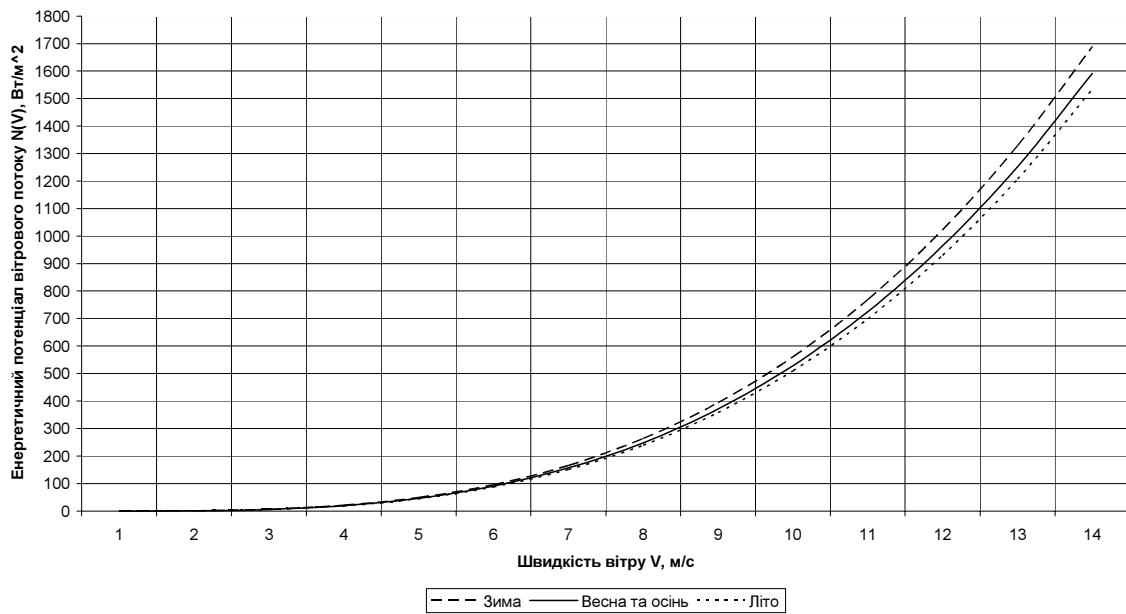


Рисунок 1 - Залежність енергетичного потенціалу вітрового потоку від швидкості вітру в Кіровоградському регіоні за сезонами

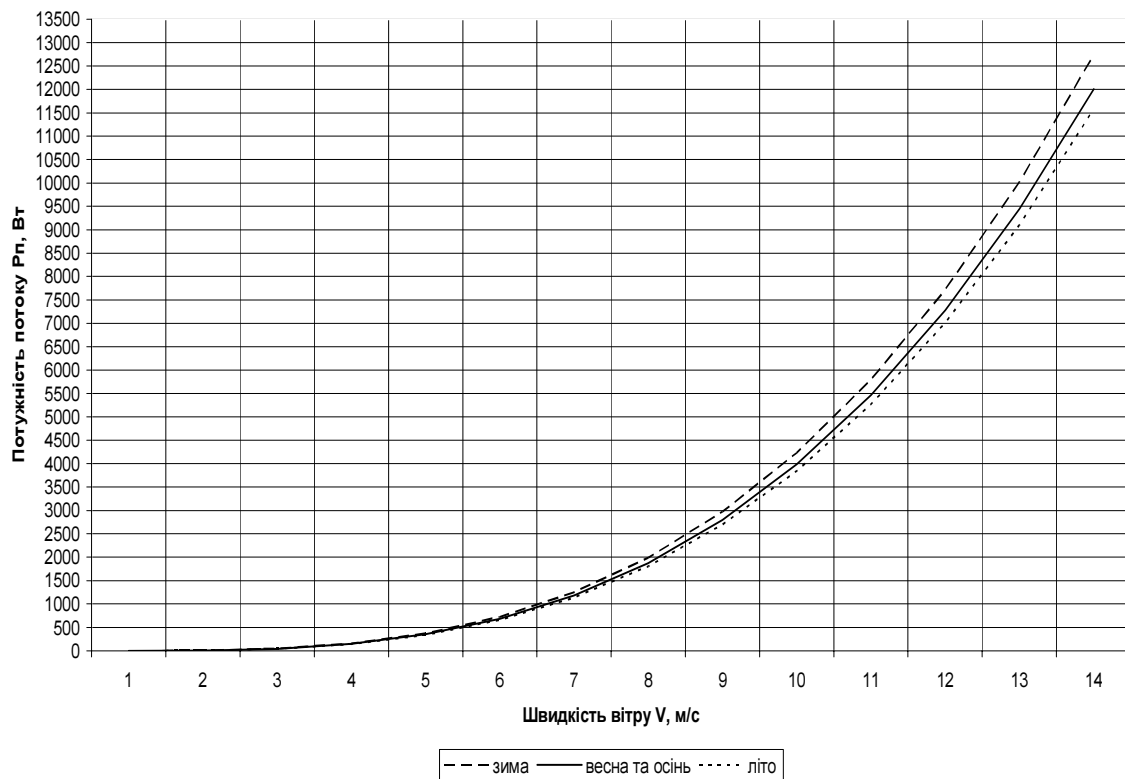


Рисунок 2 – Залежність потужності вітрового потоку від швидкості вітру в Кіровоградському регіоні за сезонами

Максимальна енергія, яку можна отримати від ідеального ВК складає 59% від кінетичної енергії повітряного потоку (згідно закону Бетца-Жуковського), тобто  $\xi_{max} = 0,59$ . Для сучасних горизонтально-осьових ВЕУ коефіцієнт потужності зазвичай знаходиться в діапазоні 0,41-0,49 [9].

Згідно даних виробника ВЕУ-08 (див. табл. 1),  $\xi = 0,45$ .

6. *Визначення коефіцієнту гальмування  $k$ .*

Його називають також коефіцієнтом індукції або збудження. Визначають його за допомогою формули [4, 6]:

$$\xi = 4k(1-k)^2, \quad (6)$$

Крім того, в джерелі [4] наведено залежність коефіцієнта  $\xi$  від коефіцієнта  $k$ . Згідно з нею приймаємо  $k = 0,159$

7. *Визначення лобового опору, який діє на ВК.*

Лобовий опір, який діє на вітроколесо, знаходимо за допомогою співвідношення [2, 4, 5]:

$$C_F = 4k(1-k), \quad (7)$$

Максимальне  $C_F = 1$  буде у випадку, коли  $k = 0,5$ . В нашому випадку  $C_F = 0,535$ .

8. *Визначення швидкохідності вітроколеса  $Z$ .*

Швидкохідність ВК визначається за допомогою виразу [1, 4, 5]:

$$Z = \frac{\omega \cdot R}{V}, \quad (8)$$

де  $\omega$  – швидкість обертання вітроколеса, рад/с.

Також  $Z$  можна визначити за допомогою таблиці, наведеної в [4]. Згідно цієї таблиці приймаємо  $Z = 2$

9. *Визначення вихідної потужності генератора ВЕУ.*

Вихідна потужність генератора ВЕУ визначається за допомогою формули [3]:

$$P_{ген}(V) = P_{ном} \cdot \bar{P}_{ген}(V), \quad (9)$$

де  $P_{ном}$  – номінальна потужність генератора (зазвичай дорівнює встановленій потужності), Вт;

$\bar{P}_{ген}(V)$  – коефіцієнт вихідної потужності генератора.

Крім того, для виразу (9) існують такі умови [3]:

$$\begin{cases} \bar{P}_{ген}(V) = 0, & \text{при } V < V_{\min} \text{ та } V > V_{\max}; \\ \bar{P}_{ген}(V) = \bar{P}_{ген}(V), & \text{при } V_{\min} \leq V \leq V_{\max}; \\ \bar{P}_{ген}(V) = 1, & \text{при } V_{ном} \leq V \leq V_{\max} \end{cases}, \quad (10)$$

Згідно даних табл. 1, умови (10) можна записати в наступному вигляді:

$$\begin{cases} \bar{P}_{ген}(V) = 0, & \text{при } V < 2.5 \text{ та } V > 50; \\ \bar{P}_{ген}(V) = \bar{P}_{ген}(V), & \text{при } 2.5 \leq V \leq 50; \\ \bar{P}_{ген}(V) = 1, & \text{при } 8 \leq V \leq 50 \end{cases}, \quad (11)$$

Коефіцієнт вихідної потужності генератора  $\bar{P}_{ген}(V)$  розраховують за допомогою виразу [3]:

$$\bar{P}_{ген}(V) = \frac{N(V)}{P_{ген.пит}} \cdot \xi \cdot \eta, \quad (12)$$

де  $N(V)$  – питома потужність вітрового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;

$P_{ген.пит}$  – питома потужність генератора, Вт/м<sup>2</sup>;

$\eta$  – ККД перетворення механічної енергії вітроколесом в електричну, або ККД генератора (зазвичай  $\eta = 0,80-0,90$ ).

Питому потужність генератора знаходять за допомогою співвідношення [3]:

$$P_{ген.пит} = \frac{P_{ном}}{F}, \quad (13)$$

Підставивши відповідні значення у вирази (9), (12), (13) та врахувавши умови (11), одержимо залежність вихідної потужності генератора ВЕУ-08 від швидкості вітру, яка наведена на рис. 3.

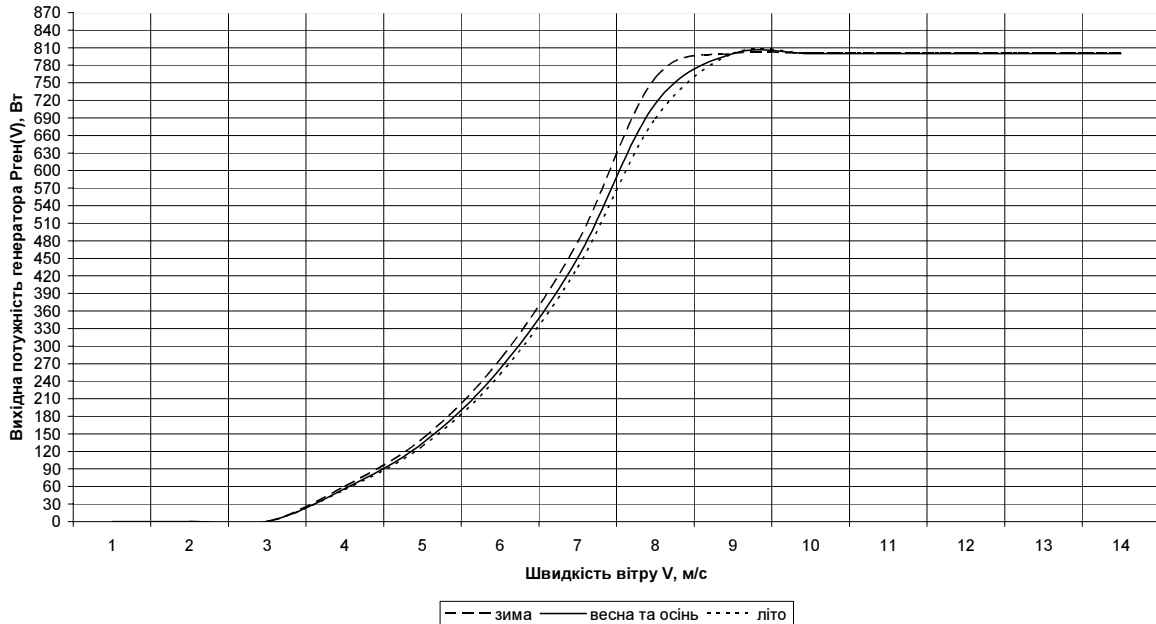


Рисунок 3 – Залежність вихідної потужності генератора ВЕУ-08 від швидкості вітру в Кіровоградському регіоні за сезонами

#### 10. Визначення крутного моменту $M$ на вихідному валу ВК.

Згідно виразів, зазначених в [4], можна отримати формулу для знаходження крутного моменту, що має наступний вигляд:

$$M = \frac{\xi \cdot \rho \cdot F \cdot R \cdot V^2}{2 \cdot Z}, \quad (14)$$

На рис. 4 наведено залежність крутного моменту  $M$ , який розвиває ВК ВЕУ-08, при різних швидкостях вітру.

#### 11. Визначення максимального крутного моменту $M_{max}$ .

Максимальний крутний момент розраховують за допомогою наступного виразу [4]:

$$M_{max} = W_{max} \cdot R, \quad (15)$$

де  $W_{max} = \frac{\rho \cdot F \cdot V^2}{2}$  – максимальне навантаження, яке діє на ВК.

На рис. (5) та рис. (6) наведено залежності максимального навантаження  $W_{max}$  та максимального крутного моменту  $M_{max}$  ВК від швидкості вітру.

#### 12. Визначення коефіцієнту крутного моменту $C_M$ .

Якщо відомі  $M$  та  $M_{max}$  вітроколеса, то можна визначити коефіцієнт крутного моменту  $C_M$ . Він визначається за допомогою формули [4-6]:

$$C_M = \frac{M}{M_{max}}, \quad (16)$$

або, згідно [4]:

$$C_M = \frac{\xi}{Z}, \quad (17)$$

Для ВЕУ-08 цей коефіцієнт дорівнює 0,225.

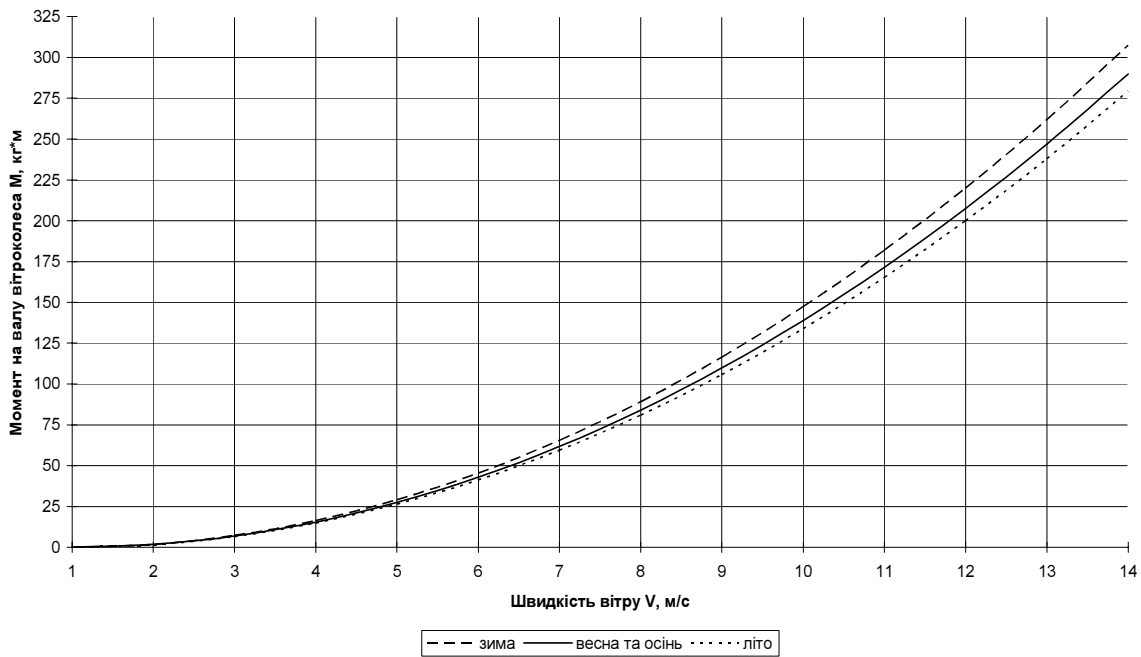


Рисунок 4 - Залежність крутного моменту вітроколеса ВЕУ-08 від швидкості вітру в Кіровоградському регіоні за сезонами

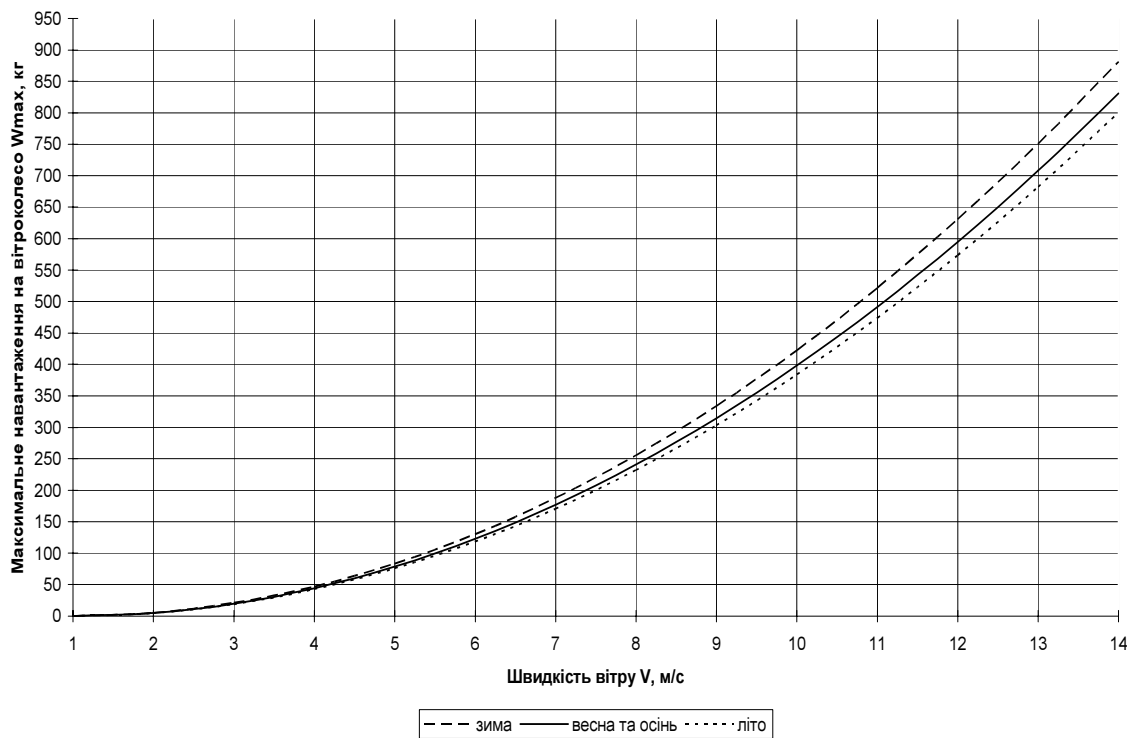


Рисунок 5 - Залежність максимального навантаження, яке діє на вітроколесо ВЕУ-08, від швидкості вітру в Кіровоградському регіоні за сезонами

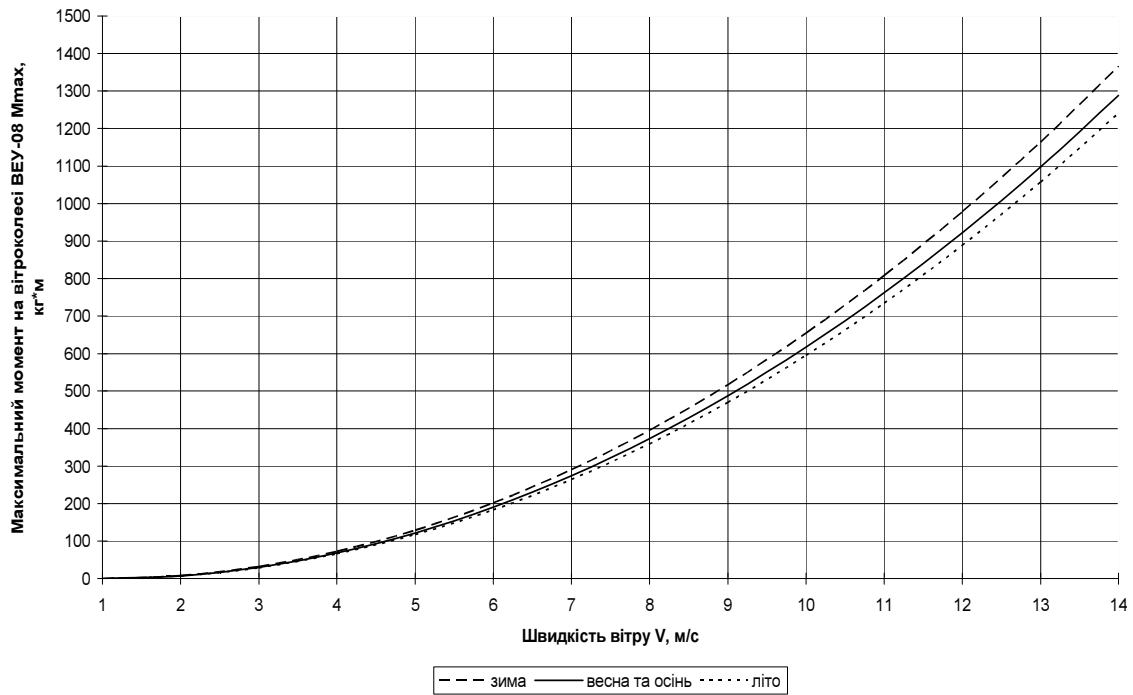


Рисунок 6 - Залежність максимального крутного моменту вітроколеса VEУ-08 від швидкості вітру в Кіровоградському регіоні за сезонами

13. *Визначення потужності вітроколеса  $P_{BK}$ .*

Вона визначається за допомогою наступного виразу [4, 5]:

$$P_{BK} = \xi \cdot P_{II}, \quad (18)$$

Якщо у вираз (18) замість  $P_{II}$  підставити співвідношення (4), то будемо мати:

$$P_{BK} = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \rho \cdot F \cdot V^3, \quad (19)$$

На основі виразу (19) було побудовано залежність потужності вітроколеса VEУ-08 від швидкості вітру, представлена на рис. 7.

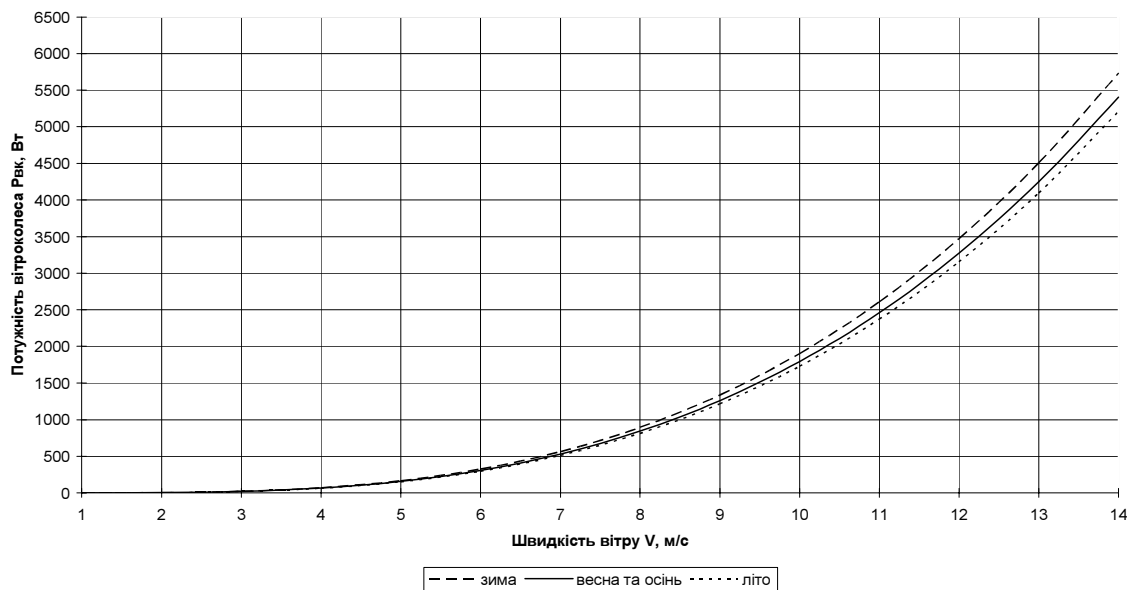


Рисунок 7 - Залежність потужності вітроколеса VEУ-08 від швидкості вітру в Кіровоградському регіоні за сезонами

14. *Визначення потужності горизонтально-осьової ВЕУ.*

Потужність горизонтально-осьової ВЕУ розраховують за наступною формулою [4, 5, 9]:

$$P_{BEU} = \eta \cdot P_{BK}, \quad (20)$$

Врахувавши вираз (19), остання формула може бути записаний у вигляді:

$$P_{BEU} = \frac{1}{2} \cdot \eta \cdot \rho \cdot \xi \cdot F \cdot V^3, \quad (21)$$

На рис. 8 наведено залежність потужності  $P_{BEU}$  ВЕУ-08 від швидкості вітру  $V$ .

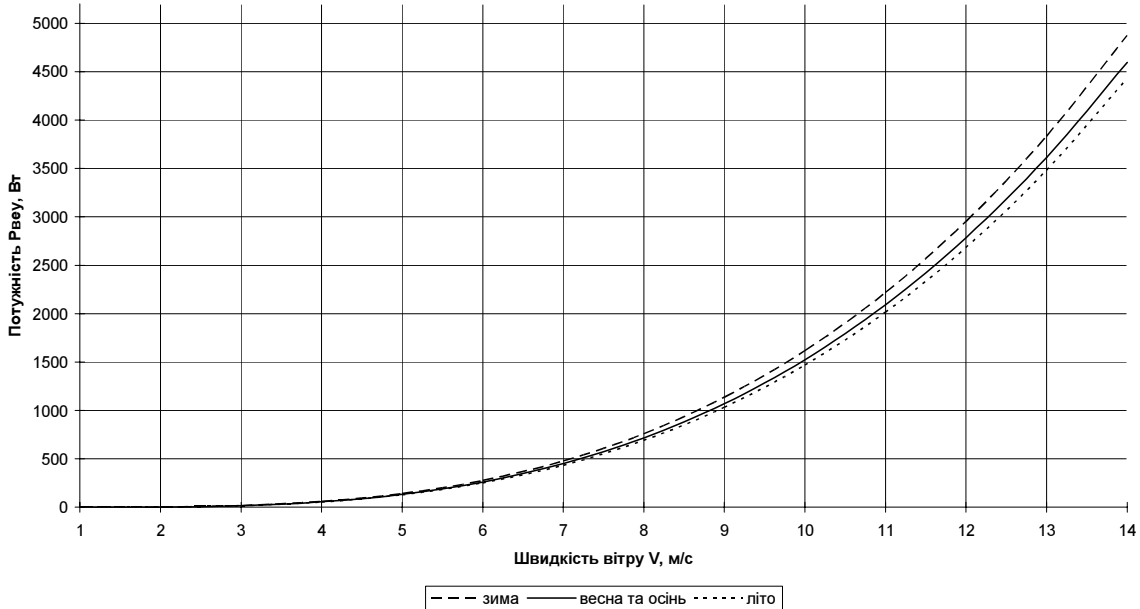


Рисунок 8 - Залежність потужності ВЕУ-08 від швидкості вітру в Кіровоградському регіоні за сезонами

15. *Визначення середньодобової кількості електроенергії, що генерує ВЕУ.*

Середньодобова кількість електроенергії, що генерує ВЕУ визначається за допомогою виразу [7]:

$$E = F \cdot N(V) \cdot \eta \cdot 24, \quad (22)$$

де 24 – кількість годин у добі.

На основі виразу (22) визначено, що середньодобова кількість електроенергії, яку генерує ВЕУ-08, з урахуванням метеорологічних умов Кіровоградського регіону.

В ході проведеного дослідження, розрахунково-аналітичним шляхом, з використанням програмних пакетів Microsoft Excel, MathCAD та ін., вперше було визначено наступні показники енергетичної ефективності роботи ВЕУ-08 в метеорологічних умовах Кіровоградського регіону:

- за допомогою степеневого закону були визначені швидкості вітру на висоті щогли ВЕУ-08 (17 м) та було побудовано залежність енергетичного потенціалу вітрового потоку від швидкості вітру (максимальне значення енергетичного потенціалу вітрового потоку при швидкості вітру 14,456 м/с становить взимку 1688,714 Вт/м<sup>2</sup>);
- потужність потоку  $P_{II}$ , який проходить за 1 с через поперечний переріз поверхні, яку обмітає ВК з радіусом  $R$  (максимальна потужність  $P_{II}$  взимку дорівнює 12739,37 Вт);
- коефіцієнт гальмування вітрового потоку вітроколесом ( $k = 0,159$ );
- вихідну потужність генератора ВЕУ-08 при різних швидкостях вітру(вона досягає свого максимуму при швидкості вітру 7,78 м/с, а потім стає рівною номінальній

потужності генератора. Взимку максимальна потужність генератора ВЕУ-08  $P_{ген}(V)_{зим.} = 758,4$  Вт);

- коефіцієнт лобового опору, який діє на вітроколесо ( $C_F = 0,535$ );
- площу поверхні, яку обмітає ВК ( $F = 7,54$  м<sup>2</sup>);
- швидкохідність ВК ( $Z = 2$ );
- крутний момент на валу ВК (при максимальній швидкості вітру для Кіровоградського регіону взимку  $M_{зим.} = 307,404$  кг·м);
- максимальне навантаження, яке діє на ВК (при швидкості вітру 14,456 м/с в зимовий період  $W_{max} = 881,252$  кг);
- максимальний крутний момент ВК (взимку  $M_{max.зим.} = 1365,941$  кг·м);
- коефіцієнт крутного моменту ( $C_M = 0,225$ );
- потужність вітроколеса (в умовах Кіровоградського регіону має максимальне значення взимку  $P_{ВК.зим.} = 5732,717$  Вт);
- потужність ВЕУ-08 в залежності від пори року (для Кіровоградського регіону максимальна потужність взимку становить  $P_{ВЕУ.зим.} = 4872$  Вт);
- середньодобову кількість електроенергії, що генерує ВЕУ-08 (в умовах Кіровоградського регіону взимку становить  $E_{зим.} = 7570$  Вт·год).

Всі розраховані показники повинні бути враховані при програмуванні процесу автоматизації автономного енергопостачання з використанням горизонтально-осьових ВЕУ.

## Список літератури

1. Харитонов В. П. Автономные ветроэлектрические установки. – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2006. – 280 с.
2. Волеваха М. М., Гойса М. І. Енергетичні ресурси клімату України. – К.: Наук. думка, 1967. – 132 с.
3. Васильев Ю. С., Хрисанов Н. И. Экология использования возобновляющихся энергоисточников. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1991. – 343 с.
4. Твайдел Дж., Уэйр А. Возобновляемые источники энергии: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 392 с.: ил.
5. Шефтер Я. И. Использование энергии ветра. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1983. 200 с.
6. Ветроэнергетика / Под ред. Д. де Рензо: Пер. с англ.: под ред. Я.И. Шефтера. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 272 с.
7. Мхитарян Н. М. Энергетика нетрадиционных и возобновляемых источников. Опыт и перспективы. – К.: Наукова думка, 1999. – 320 с.
8. Голик О. П., Жесан Р. В. Одержання імовірнісних характеристик та законів розподілу швидкостей вітру на основі аналізу даних метеоспостережень // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету – Вип. 8. Т.4 – Мелітополь: ТДАТУ, 2008. – С. 57-66.
9. Жесан Р. В. Аналіз результатів вимірювань швидкості вітру в Кіровоградському регіоні // Вісник ДУ «Львівська політехніка». Спеціальний випуск «Проблеми економії енергії» №2. – Львів: ДУ «ЛП», 1999. – С. 189-191.
10. Пащенко В. Ф., Жесан Р. В. Виявлення факторів, що впливають на ефективність роботи перетворювачів сонячної та вітрової енергії у складі комбінованого геліовітроенергетичного агрегату в умовах Кіровоградського регіону // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2000, - №1. – С. 86-92.

Выполнен расчет основных показателей энергетической эффективности работы горизонтально-осевой ветроэлектрической установки, с учетом метеорологических условий Кировоградского региона.

The calculation of basic indexes to efficiency of energy work by the wind-driven powerplant is executed with the horizontal axial of rotation, taking into account the meteorological terms of the Kirovograd region.

## Параметри пристрою для заточування передньої поверхні гострокінцевих різців різцевої головки з нахиленими пазами

В статті обґрунтовано використання для заточування різців різцевої головки з нахиленими пазами універсального обладнання. Приведено залежності для визначення положення паза в технологічному корпусі.  
**передній кут, паз, різець**

В роботі [1] показано, що спростити виготовлення перспективних спіроїдних передач можливо за рахунок виконання їх наближеними. В такій передачі спіроїдне колесо має лінію зуба у вигляді гіперболи, а бокова поверхня зуба є копією конічної виробної поверхні. Виробна поверхня утворена різальною кромкою різця, повздовжня вісь якого розташована під кутом до вісі обертання різцевої головки. Таке положення різця значно відрізняється від аналогічного показника класичних зуборізних різцевих головок, наприклад за ГОСТ 11904-66. Тому використовувати спеціальні верстати для заточування різців неможливо.

Враховуючи те, що практична перевірка підтвердила доцільність впровадження розробленого способу виготовлення зуб'їв спіроїдного колеса, розробка простого способу заточування передньої поверхні різця і пристрою для його реалізації є задачею, яка потребує рішення. Актуальність рішення цієї задачі підтверджує ще і те, що конструктивно різці вигідно виконувати гострокінцевими, а не затилованими, що дозволяє забезпечити оптимальну геометрію різальної частини різця і високу якість обробки [2,3]. Саме на вирішення цієї задачі і спрямована дана робота.

Для забезпечення умов різання відповідно до оброблюваного матеріалу різці повинні мати відповідні передні і задні кути. Для забезпечення форми поверхні зуба спіроїдного колеса необхідно забезпечити співпадання профілюючої різальної кромки з прямолінійною твірною виробної конічної поверхні різцевої головки. Ці дві умови необхідно виконувати одночасно, забезпечити при виготовленні різців і при їх переточуванні під час експлуатації.

Різцева головка конструктивно виконується збірною. Різці встановлюють в точні пази корпусу і закріплюють. Різець має призматичну форму крипільної частини, опорний торець з однієї сторони і різальну частину відповідного профілю з протилежної. Розташування різця в корпусі головки показано на рис.1.

Паз в корпусі головки розташований симетрично вісі. Дно паза нахилено до вісі корпусу під кутом  $\delta$ , тому і різці розташовані відносно осі головки під таким же кутом. В зв'язку з цим для заточування різців в корпусі, як це робиться при заточуванні зуборізних різцевих головок для конічних коліс, використати існуючі заточні верстати не можливо.

З метою застосування для заточування різців універсального обладнання різці виконуються незатилованими за термінологією Г.Г. Іноземцева. Відповідно до цього визначимо залежності для визначення положення пазів технологічного корпусу і різців

в просторі при заточуванні передньої поверхні для забезпечення необхідних параметрів різальної частини різців.

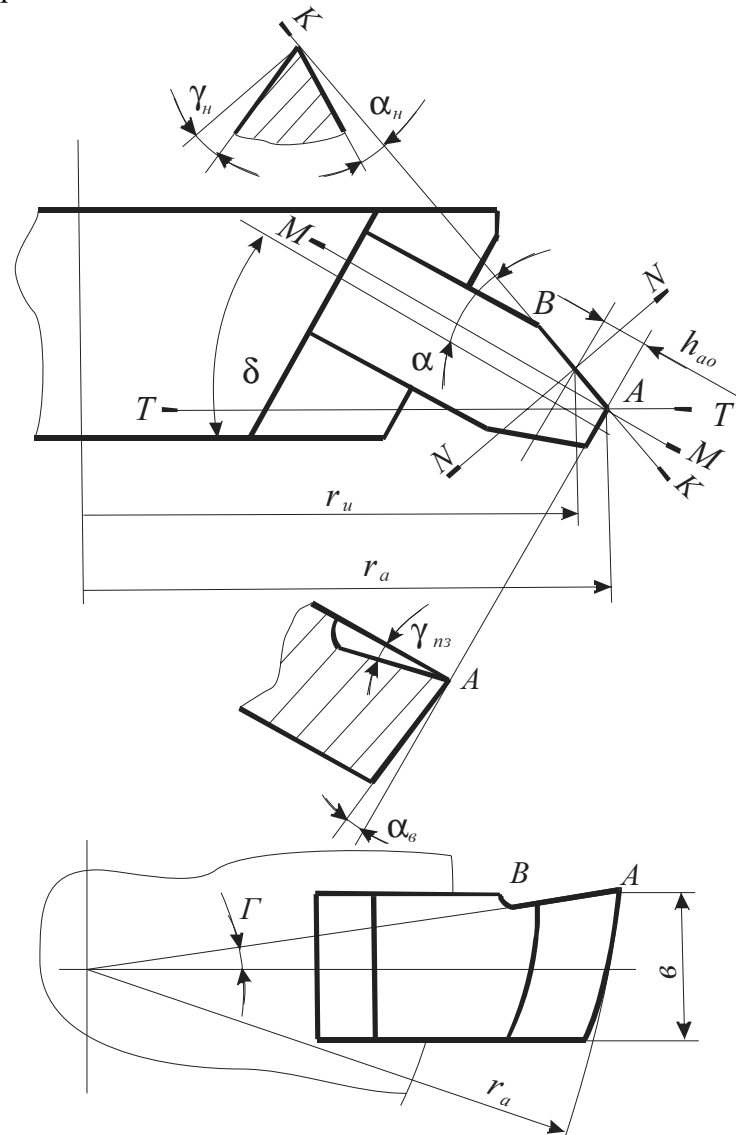


Рисунок 1 – Положення різця в робочому корпусі

Спочатку розглянемо зовнішній різець різцевої головки, якою оброблюється угнута сторона зуба спіроїдного колеса.

Вершинна різальна кромка різця при розташуванні останнього в пазу робочого корпуса зміщена з осі на половину ширини паза. Проекція різальної профілюючої кромки на площину ТТ, перпендикулярну осі головки, повинна лежати на проекції  $K_1K_1$  твірної  $KK$  виробної конічної поверхні. В цій площині з віссю головки, а також і з боковими стінками паза, профілююча різальна кромка  $A_1B_1$  складає кут  $\Gamma$

$$\sin \Gamma = \frac{b}{2 \left[ r_u + h_a \frac{\cos(\delta + \alpha)}{\cos \alpha} \right]}, \quad (1)$$

де  $b$  - ширина паза корпуса;

$\alpha$  - кут профілю вихідного контуру.

При попередньому нормальному статичному куті  $\gamma_{nc} = 0$  передня поверхня різця відносно бокової стінки паза нахилена під повздовжнім кутом  $\gamma_{новз}$ , величину якого,

використовуючи властивості двогранного кута, ребром якого є пряма  $AL$ , визначається по формулі

$$tg\gamma_{повз} = tg\Gamma \cos\delta, \quad (2)$$

де  $\gamma_{повз}$  - повздовжній передній кут.

В даному випадку різальна профілююча кромка займає відносно тіла різця однозначне положення і співпадає з конічною твірною виробної поверхні інструмента. Тому при виконанні переднього кута в головній січній площині  $\gamma_n \neq 0$  необхідно залишити положення різальної профілюючої кромки  $AB$  на різці незмінними. Це, в свою чергу, спрощує умови виготовлення, заточування і переточування різців.

В пристрої для обробки передньої поверхні різець розташовується так, щоб різальна профілююча кромка  $AB$  співпадала з площиною, нормальною до поверхні столу верстата в напрямку повздовжньої подачі стола. В цьому положенні передня поверхня різця розташована в робочій площини зони обробки, а базова поверхня різця нахилена до площини столу на кут  $90^\circ - \gamma_{повз}$  (рис.2).

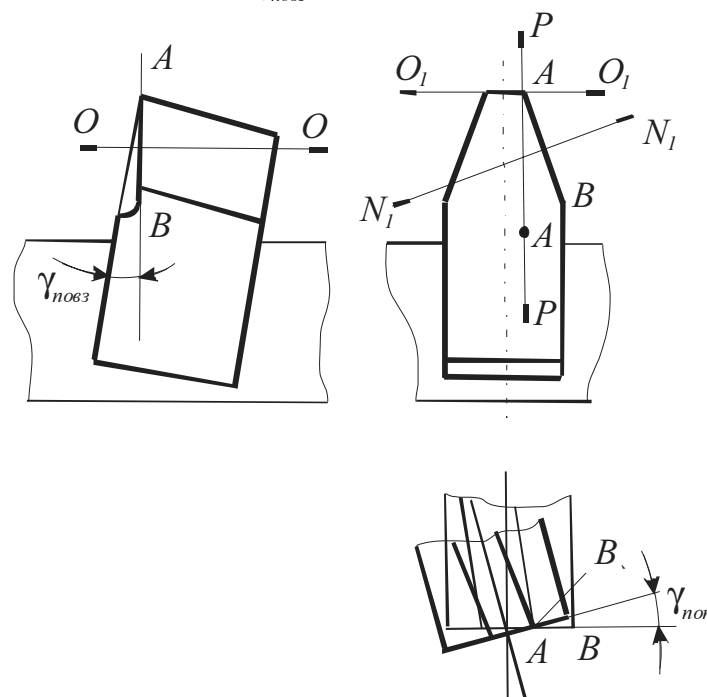


Рисунок 2 – Положення різця в технологічному корпусі

Для того, щоб отримати необхідну величину кута  $\gamma_n$  в нормальній січній площині  $N-N$ , необхідно витримати величини повздовжнього  $\gamma_{повз}$  і поперечного  $\gamma_{нон}$  передніх кутів, які вимірюються в площинах  $PP$  і  $OO$  (рис.1).

Для отримання кута  $\gamma_{нон}$  необхідно повернути різець навкруги осі  $AA$ , яка лежить в площині  $PP$ , проходить через вершинну точку  $A$  різальної кромки і перпендикулярна площині столу. При такому повороті точка  $B$  різальної кромки зміститься з робочої площини в положення  $B'$ . Для того, щоб повернути точку  $B'$  в робочу площину, тобто в площину, яка при суміщенні співпадає з радіальною січною площиною виробної конічної поверхні, необхідно повернути пряму  $AB$  разом з площиною передньої поверхні при  $\gamma_n = 0$  навкруги лінії  $AO$ , яка проходить через точку  $A$  паралельно площині  $OO$  в робочій площині зони обробки на кут  $\omega$ . При такому повороті різальна кромка буде повернена в робочу площину, але не буде співпадати з

вихідним положенням різальної кромки, так як точка В займе положення точки С. Для того щоб досягти співпадання, необхідно повернути різальну кромку відносно точки А в робочій площині на кут  $(\alpha - \alpha_1)$ .

Вказані кути визначаються по формулах

$$\operatorname{tg} \gamma_{non} = \operatorname{tg} \gamma_n \cos \alpha, \quad (3)$$

$$\operatorname{tg} \omega = \operatorname{tg} \alpha \sin \gamma_{non}, \quad (4)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha \cos \gamma_{non}, \quad (5)$$

де  $\alpha_1$  - кут між різальною кромкою і твірної виробної поверхні.

З наведених формул витікає, що для даної різцевої головки при плоскій формі попередньої поверхні величина переднього кута  $\gamma_i$  не залежить від положення точки на різальній кромці

Геометрія передньої поверхні лека внутрішнього різця першої різцевої головки визначається за залежностями (1)...(5), але налагоджування можна спростити, так як опукла поверхня зуба внутрішніми різцями першої різцевої головки оброблюється попередньо.

Друга різцева головка, яка оброблює остаточно опуклу поверхню зуба спіроїдного колеса, має тільки різці з однією внутрішньою різальною профілюючою і вершинною різальними кромками.

Формули для визначення кутів різальної частини і налагоджувальних параметрів для обробки і заточки такі ж самі, як і для різця зовнішнього. Але враховуючи те, що умови роботи цього різця значно кращі, ніж для різців першої головки, то можна спростити конструктивну форму різця.

## Висновки

1. Для заточування різців різцевої головки з нахиленими пазами бокові стінки паза нахиленні до робочої площині заточного верстату та кут  $\gamma_{повз}$ , відносно напрямку повздовжньої подачі нахиленні на кут  $\omega$ , а дно паза нахилено відносно нормалі до площини стола на кут  $\psi = \alpha - \alpha_1$ .

2. Пристрій має просту форму і може бути використаний на універсальних заточувальних верстатах, або на плоско шліфувальних.

## Список літератури

1. Надеина Э.В. Формообразование поверхности зубьев плоского колеса приближенной спироидной передачи./Резание и инструмент в технологических системах. Международный научно-технический сборник – Х.:2003. Вып.. 65.- С.105-110.
2. Иноземцев Г.Г. Проектирование металлорежущих инструментов: Учебное пособие.-М.: Машиностроение, 1984.-227с.
3. Калашников С.Н. Зуборезные резцовые головки. Узд.2-е, перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1972. - 162с.

В статье обоснованно применение для заточки резцов резцовой головки с наклонными пазами универсального оборудования. Приведены зависимости для определения положения паза в технологическом корпусе.

In article it is presented application for sharpening of cutters tool heads with inclined grooves of the universal equipment. Dependences for definition of position of a groove in the technological case are resulted.

Д.В. Гринь, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

## Верстатно-інструментальне забезпечення формоутворення черв'яків з угнутим профілем витка конічною виробною поверхнею

В статті приведено практичні рекомендації по практичному застосуванню технології нарізання черв'яків з угнутим профілем витка.

**жорстка неконгруентна виробна пара, дискова виробна конічна поверхня**

Технологія виготовлення поверхонь зуб'їв черв'ячного колеса і витків черв'яка з угнутим профілем черв'ячних передач типу ZT за ГОСТ 18498-98 достатньо докладно розроблена [1,2,3,4]. Але відомі недоліки, притаманні способу утворення спряжених поверхонь ланок черв'ячних передач як типу ZT, так і інших аналогічних, обмежують їх поширення в машинобудуванні із-за складних і дорогих інструментів. Тому сьогодні на ринку редукторів у вільному продажу черв'ячних редукторів з угнутим профілем витка немає.

В роботах [5,6] показано, що значно спростити і здешевити виробництво передач з угнутим профілем витка черв'яка можна, якщо використати для формоутворення спряжених поверхонь жорстку неконгруентну виробну пару. Це дозволяє суттєво розширити область використання таких передач і враховуючи високі потенційні їх технічні показники, підвищити технічні характеристики виробів машинобудування. Тому впровадження способу обробки черв'яка і черв'ячного колеса, розглянутих в [5] є актуальною задачею для практики зубообробки.

Метою даної роботи є розробка рекомендацій щодо створення верстатного і інструментального забезпечення для нарізування черв'яків з угнутим профілем.

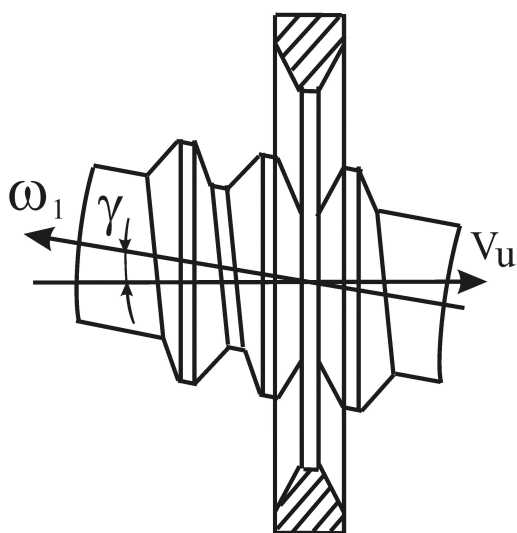


Рисунок 1 – Схема рухів при нарізанні черв'яка

Нарізування поверхні витків черв'яка проводиться вихровим способом з внутрішнім дотиком, але положення оброблювального черв'яка і інструмента відрізняється від відомих схем обробки. Відмінності в схемах формоутворення показанні на рис.1.

В умовах сучасного виробництва і ремонтних майстерень, де застосовують універсальне обладнання, досить розповсюдженими є верстати вертикально-фрезерної групи, які досить легко піддаються модернізації, що дає змогу реалізувати поставленні задачі. В нашому випадку за основу був взятий верстат вертикально-фрезерної групи мод.6P10, який має всі основні рухи і функції, що притаманні цій групі верстатів. Принцип його модернізації може бути використаний для будь якого

верстату вертикально-фрезерної групи.

Кінематична схема різання включає в себе два рухи – обертальний і поступальний інструмента вздовж своєї вісі. Кінематична схема формоутворення поверхні витка черв'яка включає в себе також два рухи – обертальний навколо своєї вісі і поступальний разом із столом вздовж осі інструмента, причому відносно напрямку поступального руху вісь черв'яка в площині стола повернута на відповідний кут.

Відповідно до сказаного структурна схема верстата зображена на рис.2.

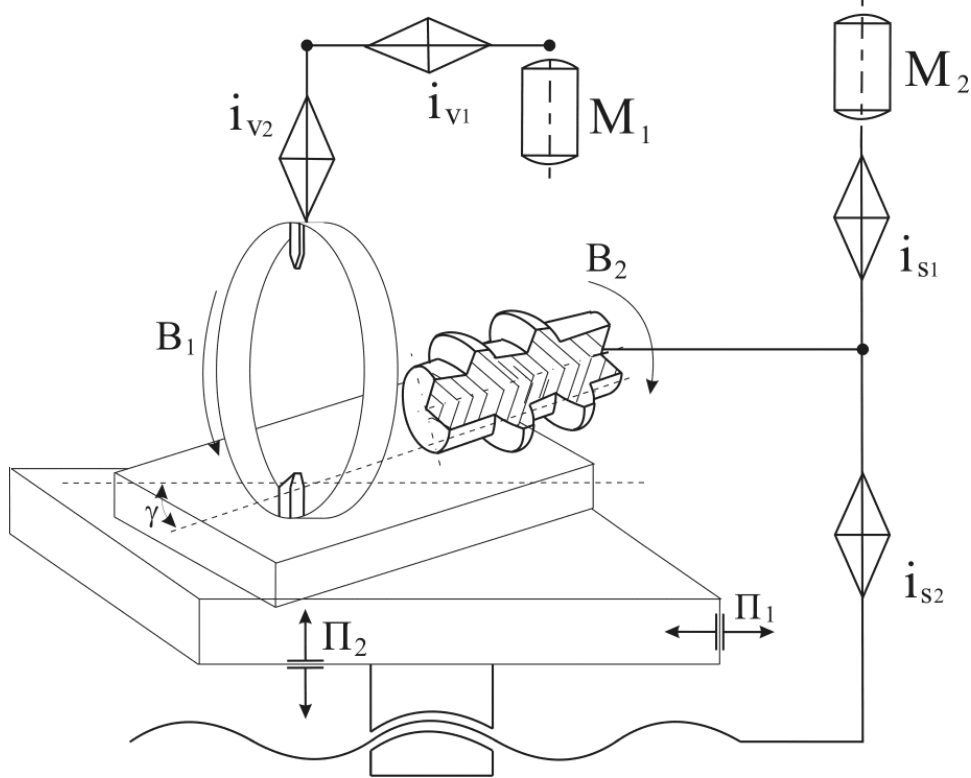


Рисунок 2 – Структурна схема модернізованого верстата мод.6P10

Головний рух  $B_1$  на вертикально-фрезерному верстаті мод.6P10 виконує шпиндель з головкою 2 та інструментом 1 (рис.2). Поступальний рух робочої подачі  $\Pi_1$  забезпечується рухом столу через гітару  $i_{s1}$ . Передача  $i_{s2}$  забезпечує обертальний рух черв'яка  $B_2$  і зв'язує цей рух з повздовжнім рухом столу. Установчий рух для повороту столу відносно напрямку подачі і охоплюючого інструменту на кут  $\gamma$  забезпечується поворотом столу. Вертикальна подача столу  $\Pi_2$  є установчою на висоту витка. Гвинтовий рух черв'яка забезпечується механізмом гвинтового руху столу, що зв'язує через гітару змінних коліс  $i_{s2}$  ділильну головку і гвинт повздовжньої подачі. Пристрій, що забезпечує обертальний рух інструменту  $B_1$ , виготовляється окремо. Для досліджень було виготовлено пристрій (рис.3), що кріпиться на повернутій на  $90^\circ$  поворотній фрезерній головці. Пристрій складається з трьох основних частин. Частина перша (I) пристрою необхідна для з'єднання пристрою з пінолю вертикально-фрезерного верстата. Друга (II) частина має повздовжній рух для наладки положення інструменту, що забезпечується використанням пасової передачі, яка дає змогу використовувати різні передатні відношення для зміни швидкості різання, а саме для шліфування на великих швидкостях. Третя (III) частина являє собою корпус, в якому на двох радіально-упорних підшипниках, що забезпечують точність руху інструмента, змонтовано порожнистий шпиндель, який служить для установки інструмента.

Шпиндель пристрою з'єднаний через пасову передачу зі шпинделем верстата для передачі крутного моменту до інструменту. Для налагодження і випробувань пристрій має конструктивну можливість змінювати кут між віссю інструмента і віссю столу безпосередньо в самому пристрої, що виключає похибки при налагоджуванні верстатного зачеплення.

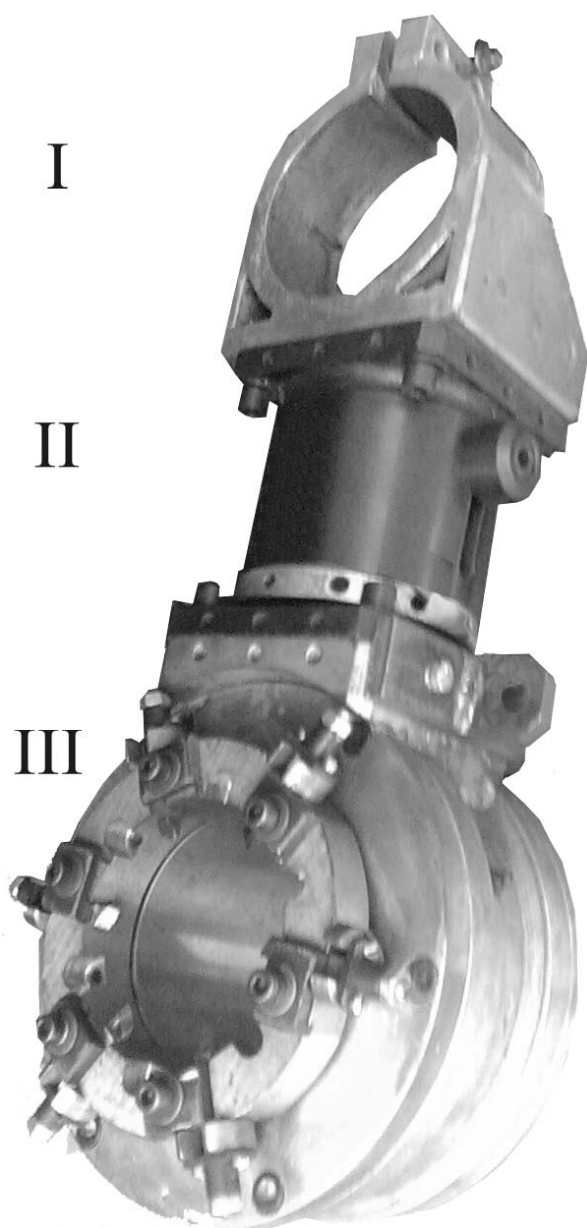


Рисунок 3 – Пристрій для модернізації вертикально-фрезерного верстата мод.6P10

Двигун  $M_1$  через коробку швидкостей верстата обертає різцеву головку зі швидкістю головного руху, що кінематично не з'єднаний з приводом столу самого верстата. Інструмент має незалежний від приводу столу рух, що зменшує похибки при нарізанні. Привід обкатки і привід столу мають один двигун  $M_2$  і з'єднані кінематично через гітару змінних коліс, що призначена для налагоджування верстата на параметри черв'яка, а саме для даного модулю  $m$  і кількості заходів черв'яка  $Z$ .

Для чорнової обробки застосовується охоплююча різцева головка, для чистової – внутрішня сторона шліфувального круга. Обидва етапи обробки реалізують схему верстатного зачеплення, запропоновану в роботах [5], тобто як схема так і геометрія профілюючого інструменту не змінюється на етапах обробки, що дає змогу реалізовувати як чорнову так і чистову обробку на одному обладнанні.

В роботах [6,7] доведено, що співвідношення діаметрів інструменту до діаметру черв'яка  $Q$ , кут підйому витків черв'яка  $\gamma$  в значній мірі впливають як на кривину так і на підріз витків черв'яка. Тому при практичній реалізації параметри зачеплення повинні відповідати вимогам блокуючого контуру (рис.4), тобто знаходитися в зоні 1. Наприклад потрібно отримати черв'як з кутом підйому витків  $\gamma = 14^\circ$ , при цьому співвідношення діаметрів  $Q$  повинно

бути в межах від 4.5...7.5, але чим більше  $Q$  тим менша угнутість профілю, тому більш доцільніше використовувати  $Q = 4.5...5$ .

Положення черв'яка і інструмента на кінцевому етапі обробки (рис.5) визначається моментом торкання початкових поверхонь точками розрахункових перерізів, що належить площині  $H$ . В зв'язку з цим положення черв'яка і інструменту в початковий момент обробки повинно бути явно визначеним. Оскільки у інструмента два розрахункових перерізи – для лівої і правої поверхонь, а у черв'яка одне, то налагодження слід проводити по якомусь одному з двох перерізів інструменту. Зручно

проводити налагодження початкового положення інструменту по розрахунковому перерізу, розташованому ближче до базової поверхні черв'яка, відносно котрої задано положення його розрахункового перерізу.

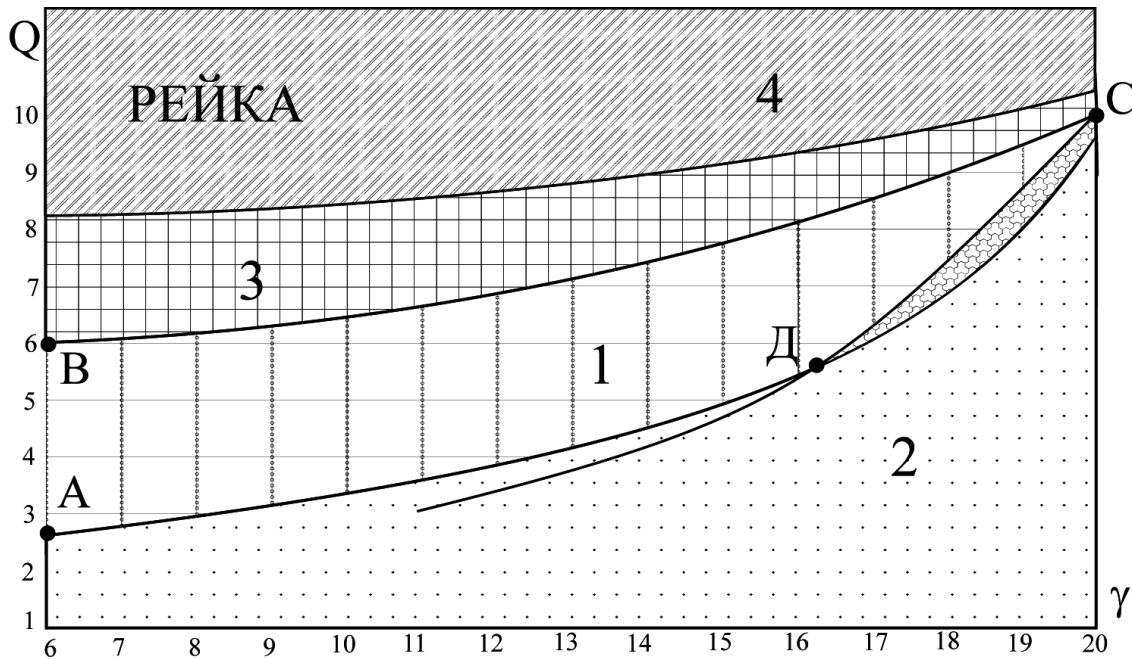


Рисунок 4 – Блокуючий контур

На рис.5. зображено положення інструмента при налагодженні по лівому розрахунковому перерізі. Відстань від базового торця черв'яка до розрахункового перерізу інструмента.

$$l_1 = l + h_{ao} \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

де  $l$  – відстань від базового торця черв'яка до розрахункового вздовж його вісі;  
 $h_{ao}$  – висота головки вихідного контуру, ( $h_{ao} = 1,25 \text{ m}$ );

$\alpha$  – кут профілю інструменту.

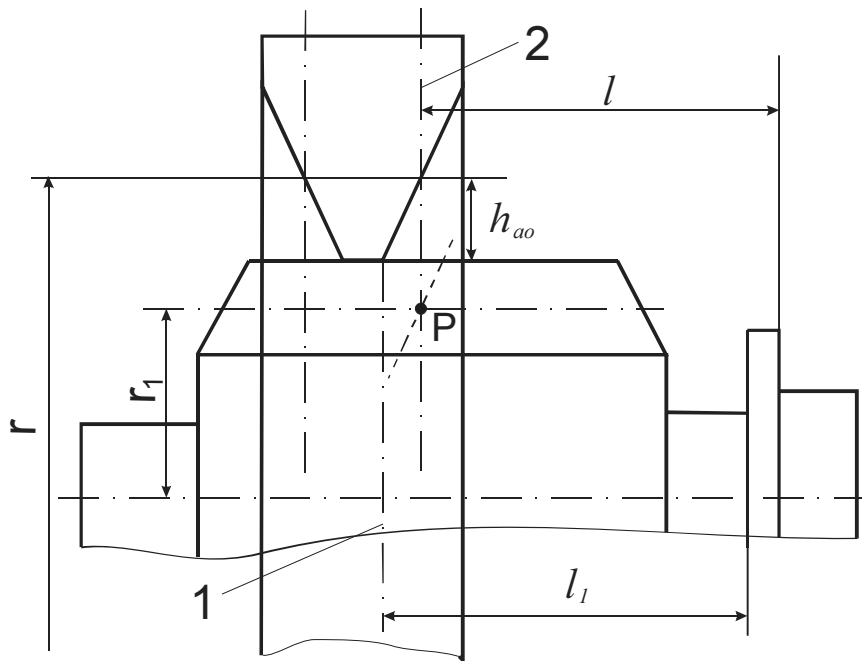
Праві розрахункові перерізи займають його положення при повороті черв'яка на кут, що відповідає переміщенню його вздовж вісі інструмента на величину  $0,5 \pi m_n$ .

Закінчення процесу обробки визначається моментом отримання заданої ділильної товщини витка черв'яка. З достатньої для практики точністю товщину витка можна вимірювати кромковим зубоміром в розрахунковому перерізі. Товщина витка черв'яка по нормалі на висоті  $h_{a1}$  буде рівна

$$S_n = 0,5 \pi m_n. \quad (2)$$

Потрібний гвинтовий параметр поверхні витка черв'яка може бути отриманий при налагодженні верстата за рахунок точного встановлення кута  $\gamma$ .

Нарізання черв'яків показало, що налагодження значення кутів  $\gamma$  за допомогою синусної лінійки і налагодження гітари ланки гвинтового руху з точністю до шостого знаку передатного числа дозволяє забезпечити виконання кута  $\gamma$  з точністю до 10 секунд.



1 – розрахунковий переріз черв'яка; 2 – розрахунковий переріз інструменту

Рисунок 5 – Схема налагодження дискового конічного інструмента по лівому розрахунковому перерізі

Інструментом для нарізання служить дисковий конічний охоплюючий інструмент з набірними різцями, які точно і однаково профілюються. Кінцева обробка поверхонь витка може бути проведена шліфуванням.

Для попереднього нарізання можна використати і більш продуктивні методи, такі як зуботочіння або накатування. В цьому випадку слід врахувати, що в налагодження і конструкцію інструменту необхідно внести зміни, що забезпечують достатній припуск для подальшого шліфування.

На рис.6 зображено модернізований вертикально-фрезерного верстата мод.6P10 згідно зі схемою, приведеної на (рис.2), і схеми верстатного зачеплення [5].

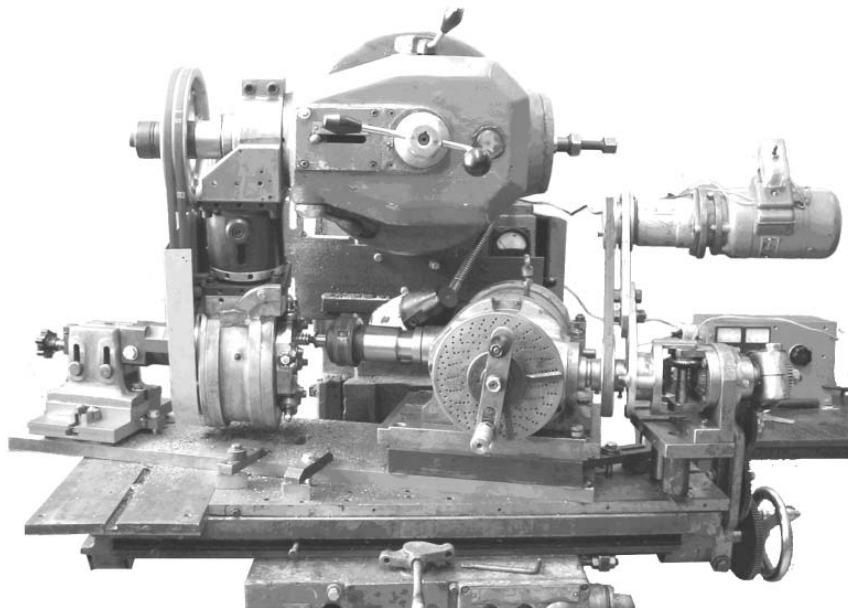


Рисунок 6 – Модернізований вертикально-фрезерний верстат мод.6P10

Виготовленні черв'яки мали угнутий профіль витків, їх було вмонтовано в стандартний корпус редуктора 2Ч63 і використанні при виробництві мотор-редукторів для нужд та технологічного процесу на ВФ «АСТРА» (м. Кіровоград) були використанні при виготовленні приводу подачі стрічко пильних верстатів мод. ЛПСІМАСТРА, в приводі подачі продольно-фрезерних верстатів ВФ «АСТРА» СПФНАСТРА – 6,2.

## Висновки

Обробка угнутого профілю витка черв'яка у внутрішньому верстаному зачепленні при використанні схеми верстаного зачеплення [5] в умовах сучасного виробництва легко реалізується на універсальному стандартному обладнанні з використанням простих пристроїв і інструментів.

## Список літератури

1. Литвин Ф Л Новые виды цилиндрических червячных передач / Литвин Ф Л – М Л Машгиз, 1962. – 102.
2. Кривенко И С Новые типы червячных передач на судах / Кривенко И С – Л Судостроение, 1967. – 256 с.
3. Niemann G Versuche an Stirnrad-Globoid-Schneckengetrieben / Niemann G, Jarchow F – VDI, 1961. – Heft 6. – р. 209-280.
4. Производство зубчатых колес / [Калашников С Н, Коган Г И, Козловский И С и др] // Справочник – М Машиностроение, 1975. – 728.
5. Надєїн В С Формоутворення черв'яків з угнутою поверхнею витка дисковим конічним інструментом // Надєїн В С, Гринь Д В // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету – Кременчук КДПУ, 2004 – №4. – С. 103-107.
6. Надєїн В С Напрямок вдосконалення черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка / Надєїн В С, Гринь Д В // Міжнародний науково-технічний збірник – Харків ХПІ, 2007 – № 73. – С. 200-209.
7. Надєїн В С Умови існування конічної виробної поверхні інструмента, охоплюючої черв'як з угнутим профілем витків / Надєїн В С, Гринь Д В // Міжнародний науково-технічний збірник – Харків ХПІ, 2005 – №69. – С. 197-200.
8. Гринь Д В Вибір параметрів виробної пари поверхні для формоутворення черв'яків з угнутим профілем витка / Збірник наукових праць КНТУ/ техніка в сільськогосподарському машинобудуванні, галузеве машинобудування, автоматизація.– Кіровоград, КНТУ, 2007. – № 19. – С. 36-40.

Приведены рекомендации по практической реализации технологии нарезания червяков с вогнутым профилем витка. Указаны основные элементы модернизированного оборудования и правила его настройки. Приведены примеры внедрения результатов исследования.

Practical recommendations are resulted on practical realization of technology of cutting of worms with the concave type of coil. Basic elements are indicated responsible for the choice of equipment and his tuning. The examples of introduction of research results are resulted .

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, М.В. Сторожук, доц., канд. техн. наук,  
О.Б. Чайковський, доц., канд. техн. наук.

Кіровоградський національний технічний університет

## Оптимальність параметрів ходових систем сільськогосподарських машин

В статті розглянуто аналіз використання ймовірнісних критеріїв при розрахунку оптимальності коливальних параметрів мобільних сільськогосподарських машин.  
**коливання, цільова функція, квантіль, ймовірність, комбайн**

В процесі роботи зернозбиральні комбайни повинні виконувати технологічний процес збирання при мінімальних втратах урожаю, забезпечувати плавність ходу машини для створення комфортних умов праці механізатора, при цьому витрати енергії на пересування машини повинні бути мінімальними.

При оптимізації коливальних параметрів таких мобільних сільськогосподарських машин (зернозбиральних, силосозбиральних комбайнів, тракторів) використовуються інтегральні критерії [1], критерії ефективності [2], а також ймовірнісні критерії [3].

Розсіювання коливальних параметрів машин і умов експлуатації привело до необхідності розгляду критеріїв оптимальності ходової системи комбайна в ймовірнісному аспекті і представити критерій оптимальності у вигляді мінімумів для ймовірностей:

$$\begin{aligned} P\{D_R > [D_R]\} &= \min; \\ P\{D_{\ddot{z}} > [D_{\ddot{z}}]\} &= \min; \\ P\{D_\varphi > [D_\varphi]\} &= \min. \end{aligned} \quad (1)$$

Тут  $D_{\ddot{z}} = \sum_{Ri}^r \sigma_{Ri}^2$  - цільова функція плавності ходу, або дисперсія вертикальних

прискорень корпусу молотарки;  $D_\varphi = \sum_{\varphi i}^r c_{\varphi i}^2 \varepsilon_i^2$  - цільова функція енергетики, або

дисперсія крутного моменту, в приводі ходової системи;  $D_R = \sum_{Ri}^r \sigma_{Ri}^2$  - цільова

функція агротехніки, або дисперсія навантажень на башмаках жнивarki;  $[D_R], [D_{\ddot{z}}], [D_\varphi]$  - допустимі значення цільових функцій.

Загальний критерій оптимальності має вигляд:

$$P\{D_R > [D_R]; D_{\ddot{z}} > [D_{\ddot{z}}]; D_\varphi > [D_\varphi]\} = \min. \quad (2)$$

Для вирішення завдання локального оптимуму представимо цільову функцію плавності ходу, наприклад, у вигляді елементарної випадкової функції, що є добутком невідповідної функції  $\bar{D}_{\ddot{z}}$  на випадкову величину  $\varepsilon$ :

$$D_{\ddot{z}} = \bar{D}_{\ddot{z}} \cdot \varepsilon, \quad (3)$$

де  $\overline{D_{\ddot{z}}}$  - математичне очікування цільової функції;

$\varepsilon = 1 + u_p V_{\ddot{z}}$  - нормально розподілена випадкова величина, що має середнє значення, рівне одиниці, і коефіцієнт варіації, рівний  $V_{\ddot{z}}$  (вертикальних прискорень молотарки).

Параметри статистичних розподілів вертикальних прискорень зернозбиральних комбайнів і самохідних шасі приведені [3], по цих розподілах і значенні цільової функції, що допускається, визначали квантіль нормального розподілу

$$u_p = \frac{1}{V_{\ddot{z}}} \left\{ \frac{[D_{\ddot{z}}]}{\overline{D_{\ddot{z}}}} - 1 \right\} \quad (4)$$

і завдання оптимізації було представлено у вигляді вибору коливальних параметрів молотарки, при яких  $u_p = \max$ .

По відомих таблицях [4] знаходили ймовірність  $P(u_p = \max)$ , що відповідає виконанню умови

$$P\{D_{\ddot{z}} > [D_{\ddot{z}}]\} = \min. \quad (5)$$

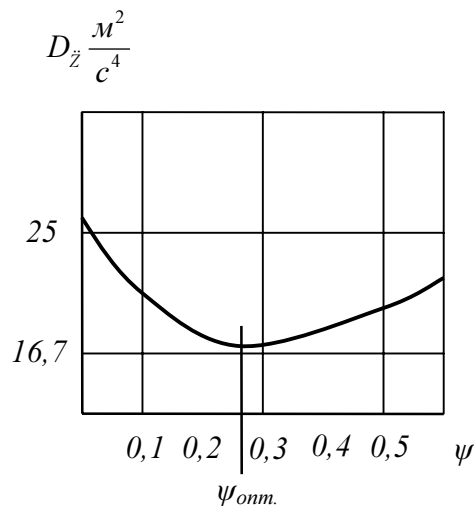
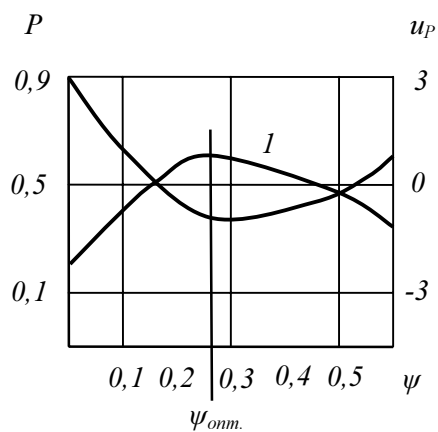


Рисунок 1 – Графік цільової функції

Розглянемо приклади використання ймовірнісних критеріїв при розрахунках оптимальності коливальних параметрів ходових систем комбайнів «Славутич».

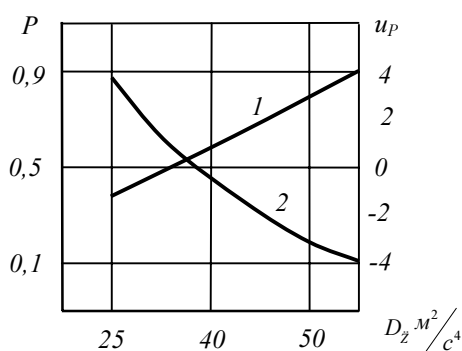
На рисунку 1 представлений графік цільової функції  $D_{\ddot{z}}$  для молотарки комбайна при роботі машини в транспортному режимі. Параметром, що оптимізується, тут є відносний коефіцієнт загасання вертикальних коливань молотарки  $\psi$ , обумовлених втратою енергії коливань в шинах ходових коліс. На графіку відмічено значення  $\psi_{opt}$ .

Задаємося тепер  $[D_{\ddot{z}}] = 4 \frac{m^2}{cm^4}$  з умови  $\ddot{z}_{max} \leq 0,2q$  згідно санітарних норм для операторів на обмеження вібрацій на робочому місці механізатора і перейдемо до ймовірнісного критерію (5). З графіка (рисунок 2) крім значень  $\psi_{opt}$  було встановлено, що ймовірність перевищення заданого рівня вібрації  $1 - (u_p = \max) = 0,38$ . Тому оптимізація тільки по  $\psi$  є неефективною, оскільки в даному випадку при  $\psi = \psi_{opt}$  у 38% зі всього парку машин  $D_{\ddot{z}} > [D_{\ddot{z}}]$ , що по умові дорівнює  $\ddot{z}_{max} > q$  і не відповідає умові на обмеження вібрацій робочого місця машини.



1 - квантіль  $u_p$ ; 2 - ймовірність  $1 - P(u_p)$

Рисунок 2 - До визначення локального оптимуму



1 - квантіль  $u_p$ ; 2 - ймовірність  $1 - P(u_p)$

Рисунок 3 - До визначення локального оптимуму з обмеженнями

На рисунку 3 представлені результати розрахунків, пов'язані з оптимізацією жорсткості шин ходових коліс комбайна. У цьому випадку має місце завдання знаходження локального оптимуму з обмеженнями.

Висновки. Використання ймовірнісного критерію оптимізації для такого завдання дозволило встановити, що при зниженні жорсткості шин ходових коліс на  $5 \times 10^3$  Н/м ймовірність перевищення  $D_z$  знижується від  $1 - P(u_p) = 0,0338$  до  $1 - P(u_p) = 0,1$ . Таким чином, вірогідність порушення вимог ISO 9000 істотно зменшується.

## Список літератури

1. Смирнов Н.В. Курс теории вероятности и математической статистики. / Н.В.Смирнов, И.В.Думин-Барковский. - М.: Наука, 1965. - 341 с.
2. Анилович В.Я. Статичная теория поддресоривания машино-тракторных агрегатов: автореф. дис. д-ра наук. - М., 1967.- 232 с.
3. Гриньков Ю.В. Основные принципы инженерного расчета пружных колебаний конструкций зернозбиральных комбайнів: дис. д-ра наук. - Волгоград, 1971.

В статье рассмотрен анализ использования вероятностных критериев при расчете оптимальности колебательных параметров мобильных сельскохозяйственных машин.

The article gives the analysis of possible criteria of application when accounting vibratory parameters mobile agricultural machines optimization.

М.О. Ковришкін, доц., канд. техн. наук, Т.Г. Сабірзянов, проф., д-р техн. наук,  
О.І. Садченко, асп.

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Визначення органічної похибки профілювання черв'ячних фрез з поділеним профілем інструментальної рейки

Визначено похибку профілювання від заміни евольвентного початкового черв'яка на архімедовий початковий черв'як для черв'ячних фрез з поділеним по висоті на три частини профілем інструментальної рейки. Запропоновано схему та проведені теоретичні дослідження для визначення похибки профілювання нових черв'ячних фрез.

**черв'ячна фреза, поділений профіль інструментальної рейки, похибка профілювання**

**Вступ.** При виконанні задач, що поставлені перед машинобудуванням, щодо подальшого підвищення ефективності виробництва, велике значення має раціональна експлуатація існуючих, а також дослідження і впровадження нових ріжучих інструментів. Одним з таких нових ріжучих інструментів є черв'ячні фрези з поділеним профілем інструментальної рейки, що мають практично вдвічі більшу кількість зубців ніж відомі черв'ячні фрези. Тому, дослідження черв'ячних фрез з поділеним на три частини по висоті профілем інструментальної рейки є актуальною науковою задачею.

**Аналіз літературних джерел.** В роботах [1,2] на основі аналізу процесу переносу похибок фрези на профіль зубців оброблюваного виробу всі похибки, що виникають в процесі зубофрезерування розділені на три групи: проектування, виготовлення та експлуатації. До похибок проектування в першу чергу відносять похибки, що пов'язані з вибором геометричних та конструктивних параметрів черв'ячних фрез [1]. Основною складовою похибки профілю зуборізних черв'ячних фрез є органічна похибка профілювання [1], що викликана заміною теоретично точного евольвентного початкового черв'яка фрези архімедовим початковим черв'яком, як, наприклад, для чистових черв'ячних фрез за ГОСТ 9324 класу точності А та АА.

В роботах [3,4] запропоновано для підвищення кількості зубців чистових черв'ячних фрез класу точності А та АА за ГОСТ 9324 скористатися розділенням профілю інструментальної рейки нормального початкового контуру по висоті на три частини між фрезами для трьох послідовних проходів, причому у фрези для першого проходу зубці відповідають профілю ніжки зубців інструментальної рейки, а зубці фрези для третього проходу відповідають головці зубців профілю інструментальної рейки. Висота зубців фрез першого, другого та третього проходів є однаковою і дорівнює третині висоти зубця рейки нормального початкового контуру. Для усунення перехідного сліду на робочих поверхнях зубців черв'ячного колеса на зубцях фрез першого та зубцях фрез другого проходу виконується перекриття по висоті зубців на величину  $e = 0,25m_0$ . Розглянуті нові черв'ячні фрези мають кількість зубців в 1,8...2,2 рази більше ніж відповідний показник для черв'ячних фрез за ГОСТ 9324.

З точки зору підвищення точності механічної обробки черв'ячних коліс найбільший інтерес викликають черв'ячні фрези, що працюють з тангенціальною подачею.

Вони забезпечують більшу кількість профілюючих різів, що зменшує огранку зубців черв'ячного колеса, проте мають менший зовнішній діаметр ніж фрези, що працюють з радіальною подачею. Тобто, органічна похибка їх профілювання більша.

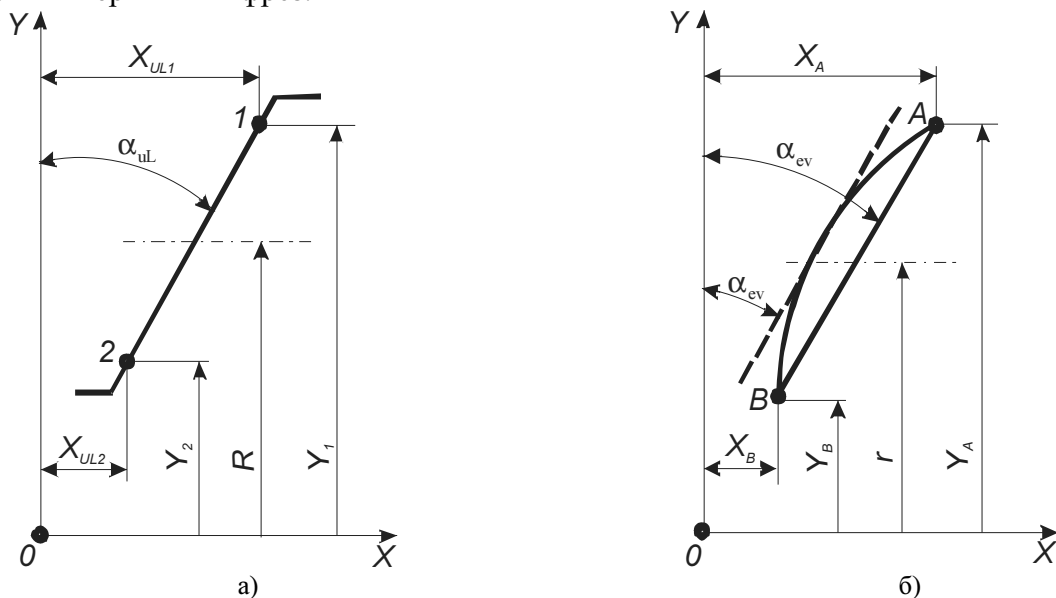
Таким чином, необхідно провести дослідження органічної похибки профілювання нових черв'ячних фрез, що працюють з тангенціальною подачею.

**Мета роботи.** Поставимо за мету роботи визначення органічної похибки профілювання черв'ячних фрез з поділенням на три частини по висоті профілем інструментальної рейки, що працюють з тангенціальною подачею.

**Матеріал і результати дослідження.** Відомо [5], що профілювання черв'ячних фрез на основі архімедового черв'яка є наближеним методом. Точність цього наближення можна підвищити, якщо архімедовий черв'як зробити еквівалентним евольвентному черв'яку. Для цього необхідно кут профілю архімедового черв'яка  $\alpha_u$  необхідно прийняти таким, щоб він дорівнював куту профілю евольвентного черв'яка  $\alpha_{ev}$  в осьовому перерізі [5], тобто:

$$\alpha_u = \alpha_{ev} . \quad (1)$$

На рис.1 зображено розрахункову схему профілю черв'ячної фрези в осьовому перерізі [5], що використовується для визначення органічної похибки профілювання звичайних черв'ячних фрез.



а – зубці архімедової черв'ячної фрези, б – витки евольвентного початкового черв'яка  
Рисунок 1 – Профіль черв'ячної фрези в осьовому перерізі за [5]

На рис.1, а зображено ліву частину зубця архімедової черв'ячної фрези з нанесеними характерними точками 1( $X_{u1}; Y_1$ ) та 2( $X_{u2}; Y_2$ ), а на рис.1, б – ліву частину витка евольвентного початкового черв'яка з нанесеними характерними точками А( $X_A; Y_A$ ) та В( $X_B; Y_B$ ).

Також відомо[5], що дотична до витка евольвентного черв'яка, яка показана на рис.1,б штриховою лінією, проведена в точці на ділильному діаметрі має кут  $\alpha_{ev}$  з віссю Y.

Відомо [5], що черв'ячні фрези стандартної конструкції з нульовим переднім кутом мають робочу висоту профілю зубців, що дорівнює висоті профілю витків початкового черв'яка та для нормального не коригованого зачеплення складає  $2m_n$ .

Тобто, розрахункові точки на рис.1,а та на рис.1,б лежать симетрично по висоті до ділильного діаметру на відстані  $2m_n$  одна від одної.

Для черв'ячних фрез з поділенням на три частини по висоті була розроблена нова розрахункова схема, що наведена на рис.2.

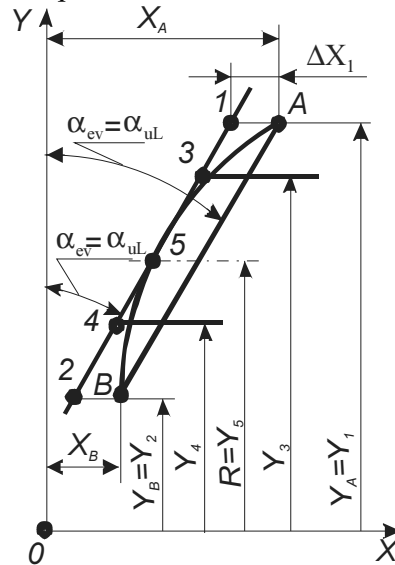


Рисунок 2 – Профіль черв'ячної фрези з поділенням профілем інструментальної рейки в осьовому перерізі

Ділянка між точками 2( $X_{u1}; Y_1$ ) та 4( $X_{u4}; Y_4$ ) відповідає зубцю фрези для першого проходу, ділянка між точками 4( $X_{u4}; Y_4$ ) та 3( $X_{u3}; Y_3$ ) – зубцю фрези для другого проходу, а ділянка між точками 3( $X_{u3}; Y_3$ ) та 1( $X_{u1}; Y_1$ ) – зубцю фрези для третього проходу. Точка 5 ( $X_{u5}; Y_5$ ) лежить на ділильному діаметрі і при прийнятій схемі в ній органічна похибка профілювання відсутня. Органічна похибка профілювання, наприклад в точці 1,  $\Delta X_1$  визначається між реальним положенням точки 1 на поверхні зубця архімедової черв'ячної фрези та теоретично точним положенням відповідної точки А на поверхні витка евольвентного початкового черв'яка.

Знайдемо координати розрахункових точок. З рис.2 видно, що:

$$Y_1 = Y_A = R + m_n, \quad (2)$$

$$Y_2 = Y_B = R - m_n, \quad (3)$$

$$Y_5 = R. \quad (4)$$

На основі робіт [3,4] отримаємо:

$$Y_3 = R_{a0} - (1/3)h_0 + 0,25m_n, \quad (5)$$

$$Y_4 = R_{a0} - (2/3)h_0 + 0,25m_n, \quad (6)$$

де  $R_{a0}$  – радіус вершин черв'ячної фрези;

$h_0$  – висота зубця черв'ячної фрези без поділення профілю інструментальної рейки.

Координата X розглянутих вище точок 1–5 знаходиться через координату Y помножену на тангенс кута  $\alpha_{ul}$ . Методика визначення кута  $\alpha_{ul}$  наведена в [5].

Відомо [5], що кут  $\alpha_{ev}$  можна визначити так:

$$\text{tg}(\alpha_{ev}) = \text{tg}(\alpha_n) / \cos(\gamma_{m0}), \quad (7)$$

де  $\alpha_n$  – кут профілю початкового контуру,  $\alpha_n = 20^\circ$ ;

$\gamma_{m0}$  – кут підйому витка на середньому розрахунковому діаметрі.

Середній розрахунковий діаметр визначався відповідно до роботи [6]:

$$d_{m0} = d_{a0} - 2h_{a0} - 0,3K, \quad (8)$$

де  $h_{a0}$  – висота головки зубця черв'ячної фрези без поділення профілю інструментальної рейки;

$K$  – величина затилування.

На основі наведених вище формул (2)–(8) проводилися відповідні розрахунки за допомогою MathCAD.

Розрахункові значення коефіцієнта діаметра черв'яка приймалися відповідно до ГОСТ 2144 та нормалі верстатобудування Н24-5.

Результати розрахунків органічної похибки профілювання черв'ячної фрези з поділенням по висоті на три частини поділення профілем інструментальної рейки наведено в табл.1.

Таблиця 1 – Результати розрахунків

$m_n$ , мм	$\rho$	Висота розрахункової точки $Y$ , мм				Органічна похибка профілювання $\Delta X$ , $10^{-3}$ мм			
		Точка 1, $Y_1$	Точка 3, $Y_3$	Точка 4, $Y_4$	Точка 2, $Y_2$	Точка 1, $\Delta X_1$	Точка 3, $\Delta X_3$	Точка 4, $\Delta X_4$	Точка 2, $\Delta X_2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	30	16,050	15,717	14,883	14,050	0,7216	0,7220	0,7230	0,7239
	22	12,050	11,717	10,883	10,050	0,7139	0,7143	0,7151	0,7155
	20	11,050	10,717	9,883	9,050	0,7086	0,7090	0,7099	0,7102
	16	9,050	8,717	7,833	7,050	0,6948	0,6953	0,6961	0,6960
	12,5	7,300	6,967	6,133	5,300	0,6773	0,6779	0,6785	0,6769
	10	6,050	5,717	4,883	4,050	0,6585	0,6592	0,6591	0,6547
2	26	28,100	27,433	25,767	24,100	1,4362	1,4370	1,4389	1,4404
	19	21,100	20,433	18,767	17,100	1,4103	1,4112	1,4130	1,4135
	16	18,100	17,433	15,767	14,100	1,3895	1,3906	1,3923	1,3920
	12,5	14,600	13,933	12,267	10,600	1,3656	1,3664	1,3662	1,3618
	10	12,100	11,433	9,767	8,100	1,3294	1,3303	1,3283	1,3178
	8	10,100	9,433	7,767	6,100	1,2925	1,2930	1,2869	1,2630
2,5	24	32,625	31,792	29,708	27,625	1,7873	1,7885	1,7909	1,7926
	18	25,125	24,292	22,208	20,125	1,7558	1,7571	1,7592	1,7595
	16	22,625	21,792	19,708	17,625	1,7369	1,7383	1,7404	1,7399
	12,5	18,250	17,417	15,333	13,250	1,7042	1,7053	1,7054	1,7002
	10	15,125	14,292	12,208	10,125	1,6587	1,6599	1,6579	1,6452
	8	12,625	11,792	9,708	7,625	1,6124	1,6132	1,6061	1,5768
3	22	36,150	35,150	32,650	30,150	2,1328	2,1342	2,1372	2,1390
	17	28,650	27,650	25,150	22,650	2,0947	2,0963	2,0989	2,0991
	16	27,150	26,150	23,650	21,150	2,0843	2,0860	2,0884	2,0879
	12,5	21,900	20,900	18,400	15,900	2,0429	2,0443	2,0447	2,0387
	10	18,150	17,150	14,650	12,150	1,9879	1,9895	1,9875	1,9725
	8	15,150	14,150	11,650	9,150	1,9323	1,9335	1,9254	1,8906
3,5	20	38,675	37,508	34,592	31,675	2,4709	2,4727	2,4763	2,4781
	16	31,675	30,508	27,592	24,675	2,4317	2,4336	2,4365	2,4359
	12,5	25,550	24,383	21,467	18,550	2,3815	2,3833	2,3839	2,3771
	10	21,175	20,008	17,092	14,175	2,3172	2,3191	2,3171	2,2999
	8	17,675	16,508	13,592	10,675	2,2652	2,2658	2,2546	2,2122

## Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	19	42,200	40,867	37,533	34,200	2,8206	2,8225	2,8259	2,8271
	15	34,200	32,867	29,533	26,200	2,7592	2,7616	2,7650	2,7636
	12,5	29,200	27,867	24,533	21,200	2,7201	2,7222	2,7232	2,7156
	10	24,200	22,867	19,533	16,200	2,6589	2,6605	2,6567	2,6356
	8	20,200	18,867	15,533	12,200	2,5850	2,5860	2,5738	2,5260
5	18	50,250	48,583	44,416	40,250	3,5117	3,5141	3,5183	3,5191
	14	40,250	38,583	34,417	30,250	3,4380	3,4406	3,4432	3,4383
	12,5	36,500	34,833	30,667	26,500	3,4084	3,4107	3,4109	3,4004
	10	30,250	28,583	24,417	20,250	3,3174	3,3198	3,3158	3,2903
	8	25,250	23,583	19,417	15,250	3,2248	3,2265	3,2123	3,1537
6	17	57,300	55,300	50,300	45,300	4,1893	4,1926	4,1978	4,1982
	13	45,300	43,300	38,300	33,300	4,1050	4,1077	4,1088	4,0986
	12,5	43,800	41,800	36,800	31,800	4,0857	4,0886	4,0894	4,0773
	10	36,300	34,300	29,300	24,300	3,9759	3,9790	3,9750	3,9451
	8	30,300	28,300	23,300	18,300	3,8776	3,8791	3,8607	3,7890
8	15	68,400	65,733	59,067	52,400	5,5184	5,5232	5,5300	5,5271
	11	52,400	49,733	43,067	36,400	5,3620	5,3663	5,3648	5,3378
	10	48,400	45,733	39,067	32,400	5,3053	5,3093	5,3033	5,2629
	8	40,400	37,733	31,067	24,400	5,1701	5,1721	5,1476	5,0521
10	15	85,500	82,167	73,833	65,500	6,8980	6,9040	6,9125	6,9089
	11	65,500	62,167	53,833	45,500	6,7083	6,7134	6,7107	6,6762
	10	60,500	57,167	48,833	40,500	6,6348	6,6396	6,6317	6,5807
	8	50,500	47,167	38,833	30,500	6,4496	6,4530	6,4246	6,3073
12	15	102,60	98,600	88,600	78,600	8,2776	8,2848	8,2950	8,2907
	11	78,600	74,600	64,600	54,600	8,0430	8,0495	8,0472	8,0067
	10	72,600	68,600	58,600	48,600	7,9642	7,9699	7,9600	7,8984
	8	60,600	56,600	46,600	36,600	7,7422	7,7460	7,7115	7,5703
16	15	136,80	131,47	118,13	104,80	11,0474	11,0566	11,0692	11,0624
	11	104,80	99,467	86,133	72,800	10,7356	10,7436	10,7391	10,6836
	10	96,800	91,467	78,133	64,800	10,6231	10,6304	10,6167	10,5340
	8	80,80	75,467	62,133	48,800	10,3272	10,3321	10,2853	10,0964

Аналіз табл.1 показує, що органічна похибка профілювання нових черв'ячних фрез з поділеною на три частини по висоті інструментальною рейкою суттєво відрізняється як за значенням, так і за розподілом по висоті зубця від відповідного показника стандартних черв'ячних фрез.

Аналіз табл.1 показує, що найменшу органічну похибку профілювання мають зубці фрези для другого проходу. Слід відмітити, що в межах зубця фрези для другого проходу органічна похибка зростає від розрахункової точки 5 як при наближенні до розрахункової точки 3 в сторону головки зубця, так і при наближенні до розрахункової точки 4 в сторону ніжки зубця. В розрахунковій точці 5 органічна похибка профілювання дорівнює нулю.

Аналіз табл.1 показує, що в межах зубця фрези для першого проходу органічна похибка зростає від розрахункової точки 4 в напрямку розрахункової точки 2, тобто в сторону ніжки зубця. Таким чином, зубці фрези для першого проходу мають максимальну органічну похибку профілювання на висоті радіуса западин черв'ячної фрези.

Аналіз табл.1 показує, що в межах зубця фрези для третього проходу органічна похибка зростає від розрахункової точки 3 в напрямку розрахункової точки 1, тобто в сторону головки зубця. Таким чином, зубці фрези для третього проходу мають максимальну органічну похибку профілювання на висоті радіуса вершин черв'ячної фрези.

Тобто, мета даної роботи досягнута.

**Висновки.** В результаті проведених досліджень було встановлено, що:

1. Найменшу органічну похибку профілювання мають зубці фрези для другого проходу, причому органічна похибка зростає від розрахункової точки 5 як при наближенні до розрахункової точки 3 в сторону головки зубця, так і при наближенні до розрахункової точки 4 в сторону ніжки зубця;

2. Зубці фрези для першого проходу мають максимальну органічну похибку профілювання на висоті радіуса западин черв'ячної фрези;

3. Зубці фрези для третього проходу мають максимальну органічну похибку профілювання на висоті радіуса вершин черв'ячної фрези.

## Список літератури

1. Гончаров А.М. Повышение точности профилирования червячных фрез с оптимальными передними углами. – Резание и инструмент. Харьков, 1990, №43, С.64-68.
2. Тайц В.А. Точность и контроль зубчатых колес. – М.: Машиностроение, 1972. – 367 с.
3. Ковришкін М.О., Садченко О.І. Підвищення точності механічної обробки черв'ячних коліс черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка // Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво. Матеріали сьомої Всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції / Під ред. Копитчука М.Б. та ін. – Одеса: ОНПУ, 2007. – С.54–55.
4. Ковришкін Н.А., Садченко О.І. Инструментальное обеспечение для изготовления червячных колес червячных передач с вогнутым профилем витка // Вестник НТУ "ХПИ". Тематический выпуск: Проблемы механического привода. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2008. – Вып.29. – С.69-76.
5. Иноземцев Г.Г. Проектирование металлорежущих инструментов: Учеб. пособие для вузов по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты». – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
6. Справочник инструментальщика / И.А.Ординарцев, Г.В.Филиппов, А.Н.Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А.Ординарцева. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987. – 846 с.

*Определена погрешность профилирования от замены эвольвентного исходного червяка на архимедов исходный червяк для червячных фрез с разделенным по высоте на три части профилем инструментальной рейки. Предложена схема и проведены теоретические исследования для определения погрешности профилирования новых червячных фрез.*

The error of profiling from replacement эвольвентного an initial worm on архимедов an initial worm for worm mills with divided on height on three parts a structure tool is determined. The circuit is offered and theoretical researches for definition of an error of profiling of new worm mills are carried out.

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Р.А. Осин, ас., Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, А.А. Матвиенко ас.

Кировоградский национальный технический университет

## Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса

Предложен новый подход для объяснения процесса подачи рабочей жидкости шестеренным насосом. Базируясь на предложенной модели процесса подачи, была разработана математическая модель подачи рабочей жидкости. Полученная математическая модель открывает новые возможности к дальнейшему совершенствованию шестеренного насоса в направлении увеличения его подачи.  
**шестеренный насос, рабочая жидкость, зубчатое зацепление, эвольвентный профиль, подача**

Для исследования характера поведения подачи в процессе работы шестеренного насоса нам необходимо получить зависимость мгновенной подачи в зависимости от положения точки зацепления на линии зацепления или от угла (фазы) поворота ведущей шестерни. Для упрощения наших рассуждений процесс подачи рабочей жидкости в шестеренном насосе представим в виде следующей модели. Зубья шестерен заменим системой пластин  $O_1A$ ,  $O_2B$ ,  $O_1T$  и  $O_2T$  (см. рис. 1). Этот прием был впервые предложен Т.М. Баштой [1 - 4] и далее неоднократно использовался другими авторами [5 - 7]. Однако до последнего времени не было четкого представления о принципах работы шестеренного насоса при нагнетании рабочей жидкости.

**Целью исследования** является совершенствование существующих представлений о процессе нагнетания рабочей жидкости и разработка более совершенной математической модели подачи рабочей жидкости шестеренного насоса, позволяющей совершенствовать шестеренный насос в направлении повышения его подачи.

**Объект исследования** – процесс подачи рабочей жидкости шестеренного насоса.

**Предмет исследования** – совершенствование математической модели подачи рабочей жидкости в шестеренном насосе.

Основные предпосылки предлагаемой математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса состоят в следующем.

1. На схеме зубчатого зацепления (рис. 1), представлено следующие элементы зубчатого зацепления шестерен и их взаимосвязи:

-  $MN$  - линия зацепления зубьев шестерен;

-  $P$  - полюс зацепления;

-  $O_1T = \rho_1$  и  $O_2T = \rho_2$  - радиус-векторы, проведенные из центров вращения шестерен в текущую точку  $T$  зацепления эвольвентных профилей на линии зацепления  $MN$ ;

-  $PT = x$  - координата точки зацепления эвольвентных профилей на линии зацепления;

-  $O_1K = \frac{d_1}{2}$  и  $O_2L = \frac{d_2}{2}$  - радиус-векторы, проведенные из центров вращения шестерен в точку пересечения рабочей стороны эвольвентного профиля с начальной окружностью;

- угол поворота радиус - векторов  $O_1K$  и  $O_2L$ , соответственно  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  - это углы, на которые необходимо повернуть радиус - векторы  $O_1K$  и  $O_2L$ , чтобы точка  $K$  и точка  $L$  одновременно оказались в полюсе зацепления -  $P$ . При этом, точка зацепления -  $T$  переместится по линии зацепления  $MN$  на расстояние  $PT = x$ .

2. Зубья шестерен заменяем системой пластин  $O_1A, O_2B, O_1T = \rho_1$  и  $O_2T = \rho_2$  (см. рис. 1). При этом пластины  $O_1A, O_2B$  соответствуют нагнетающим зубьям шестерен, а пластины  $O_1T = \rho_1$  и  $O_2T = \rho_2$  соответствуют зубьям шестерен, которые находятся в зацеплении и уменьшают скорость подачи шестеренного насоса. Следует отметить, что такое упрощение не приводит к искажению механизма нагнетания рабочей жидкости в шестеренном насосе.

3. Раскрывая более подробно механизм подачи шестеренного насоса, отмеченный в пункте 2, отметим следующее. Из рис. 1 можно увидеть, что нагнетание рабочей жидкости в шестеренном насосе можно разделить на два одновременно происходящих процесса. Во-первых, при вращении пластин  $O_1A$  и  $O_2B$  происходит уменьшение объема камеры нагнетания, что способствует процессу нагнетания и увеличению скорости нагнетания рабочей жидкости. Вторая сторона процесса нагнетания состоит в том, что при вращении пластин  $O_1T = \rho_1$  и  $O_2T = \rho_2$  происходит увеличение объема камеры нагнетания, что препятствует нагнетанию и снижает скорость нагнетания рабочей жидкости.

4. Из рис. 1 видим, что в процессе работы шестеренного насоса пластины  $O_1A$  и  $O_2B$  не изменяют своих геометрических размеров, в то время, как каждая из пластин  $O_1T = \rho_1$  и  $O_2T = \rho_2$  и сумма длин пластин  $O_1T = \rho_1$  и  $O_2T = \rho_2$  изменяются в процессе вращения при движении точки зацепления вдоль линии зацепления. Помимо этого, сумма длин пластин  $O_1A$  и  $O_2B$  на всем протяжении цикла нагнетания остается больше, чем сумма длин пластин  $O_1T = \rho_1$  и  $O_2T = \rho_2$ . Эта особенность и обеспечивает нагнетание рабочей жидкости, поскольку скорость уменьшения объема камеры нагнетания выше, чем ее увеличение.

Далее получим математическую модель выше описанной модели процесса подачи шестеренного насоса. Пусть точка  $T$  отображает текущее положение точки зацепления на линии зацепления зубьев шестерен насоса. Начало отсчета выберем в полюсе зацепления - точка  $P$ . При этом: координате текущей точки на линии зацепления -  $T$  соответствует отрезок  $PT = x$  (см. рис.1).

Введем следующие обозначения:  $O_1A = r_1, O_2B = r_2, O_1T = \rho_1$  и  $O_2T = \rho_2$ . Тогда на рис. 1:

$P$  - полюс зацепления – начало координатной оси отсчета: при этом вправо вверх  $x < 0$ , а влево вниз  $x > 0$ ;

-  $x$  - координата точки зацепления на линии зацепления;

-  $\chi_{\rho_1} = \angle PO_1T$  - угол, на который необходимо повернуть радиус-вектор -  $\rho_1$ , чтобы он занял нулевое (вертикальное) положение -  $O_1P$ ;

-  $\chi_{\rho_2} = \angle PO_2T$  - угол, на который необходимо повернуть радиус-вектор -  $\rho_2$ , чтобы он занял нулевое (вертикальное) положение -  $O_2P$ ;

-  $\varphi_1 = \angle PO_2K$  - угол, на который необходимо повернуть ведущую шестерню, чтобы радиус-вектор  $\rho_1$  занял нулевое (вертикальное) положение  $O_1P$ ;

-  $\varphi_2 = \angle PO_2L$  - угол, на который необходимо повернуть ведомую шестерню, чтобы радиус-вектор  $\rho_2$  занял нулевое (вертикальное) положение  $O_2P$ .

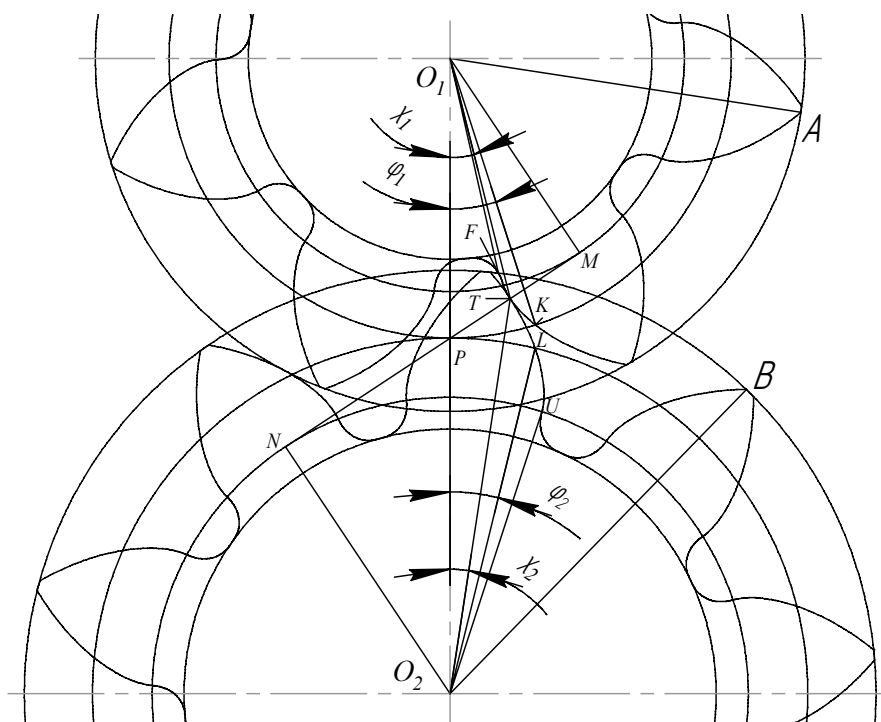


Рисунок 1 - Схема зубчатого зацепления для определения мгновенной подачи шестеренного насоса

Помимо этого, выпишем следующие очевидные соотношения:

$$\varphi_{1н} = \frac{2\pi}{z}, \quad (1)$$

$$\varphi_1 = \frac{2\pi}{z} \varepsilon, \quad (2)$$

$$\varphi_2 = \varphi_1 \frac{r_1}{r_2}, \quad (3)$$

$$u = \frac{r_1}{r_2}, \quad (4)$$

где  $\varphi_{1н}$  - номинальный угол цикла – угол поворота ведущей шестерни, за который происходит один рабочий цикл работы шестеренного насоса;

$\varphi_1$  - фактический угол цикла – угол поворота ведущей шестерни, за который происходит один рабочий цикл работы шестеренного насоса;

$\varepsilon$  - коэффициент перекрытия зубчатого зацепления;

$\varphi_2$  - фактический угол цикла – угол поворота ведомой шестерни, за который происходит один рабочий цикл работы шестеренного насоса;

$u$  - передаточное отношение зубчатой передачи шестеренного насоса;

$r_1$  и  $r_2$  - радиусы начальных окружностей соответственно ведущей и ведомой шестерен.

В первую очередь найдем взаимосвязь между положением точки зацепления на оси зацепления -  $x$  и углом поворота ведущей шестерни  $\varphi_1$ . Исходя из понятия эвольвенты для нашего случая, при начале координат в полюсе зацепления -  $P$  взаимосвязь между указанными координатами можно записать в виде:

$$\varphi_1 = \frac{x}{r_{01}}, \quad (5)$$

$$\varphi_2 = \frac{x}{r_{02}}. \quad (6)$$

Из зависимостей (5) и (6) можно получить обратные зависимости:

$$x = \varphi_1 r_{01}, \quad (7)$$

$$x = \varphi_2 r_{02}. \quad (8)$$

Далее найдем зависимость длин радиус-векторов  $\rho_1$  и  $\rho_2$  от положения точки зацепления на линии зацепления  $MN$  -  $x$  и от угла поворота ведущей шестерни -  $\varphi$ . Из рис. 1 видим, что в соответствии с теоремой Пифагора и с учетом знака аргумента, можно получить:

$$\rho_1^2 = (r_{01} \operatorname{tg}\alpha + x)^2 + r_{01}^2. \quad (9)$$

Аналогично из рис. 1 видно, что:

$$\rho_2^2 = (r_{02} \operatorname{tg}\alpha - x)^2 + r_{02}^2. \quad (10)$$

Подставив значение  $x$  от  $\varphi$  в соответствующие формулы, получим:

$$\rho_1^2 = (r_{01} \operatorname{tg}\alpha + \varphi_1 r_{01})^2 + r_{01}^2. \quad (11)$$

Аналогично из рис. 1 видно, что:

$$\rho_2^2 = (r_{02} \operatorname{tg}\alpha - \varphi_2 r_{02})^2 + r_{02}^2. \quad (12)$$

Из (11) и (12), получим:

$$\rho_1 = \sqrt{(r_{01} \operatorname{tg}\alpha + \varphi_1 r_{01})^2 + r_{01}^2}, \quad (13)$$

$$\rho_2 = \sqrt{(r_{02} \operatorname{tg}\alpha - \varphi_2 r_{02})^2 + r_{02}^2}. \quad (14)$$

Графики зависимостей (13) и (14) представлены на рис. 2 для случая зубчатого зацепления с асимметричной линией зацепления, когда  $z_1 = 7$  и  $z_2 = 9$  и на рис. 3 для случая зубчатого зацепления с симметричной линией зацепления, когда  $z_1 = z_2 = 8$ . Комментируя полученные графики следует отметить, что изменение длины радиус-векторов  $\rho_1$  и  $\rho_2$  подчиняется криволинейным зависимостям. При этом, если радиус – вектор ведущей шестерни -  $\rho_1$  постоянно возрастает от минимального до максимального своего значения, то радиус – вектор ведомой шестерни -  $\rho_2$ , наоборот постоянно убывает от максимального до минимального своего значения.

Гораздо большее значение для дальнейшего понимания особенностей нагнетания рабочей жидкости в шестеренном насосе представляет собой характер поведения полусуммы квадратов радиус-векторов  $\rho_1$  и  $\rho_2$ , которые представлены на этих же графиках. Эти графики представлены на рис. 2 и рис. 3.

Из рис. 2 и рис. 3, видим, что полусуммы квадратов радиус-векторов изменяются по параболическим зависимостям.

Для шестерен с асимметричной линией зацепления кривая полусуммы квадратов радиус-векторов также подчиняется параболическому закону, но носит асимметричный характер, достигая максимального значения в начале зацепления, а минимальное значения после прохождения полюса зацепления (см. рис. 2).

Для шестерен с симметричной линией зацепления кривая полусуммы квадратов радиус-векторов носит параболический симметричный характер, достигая максимального значения в начале и в конце зацепления, а минимальное значение приходится на зацепление в полюсе -  $P$  (см. рис. 3).

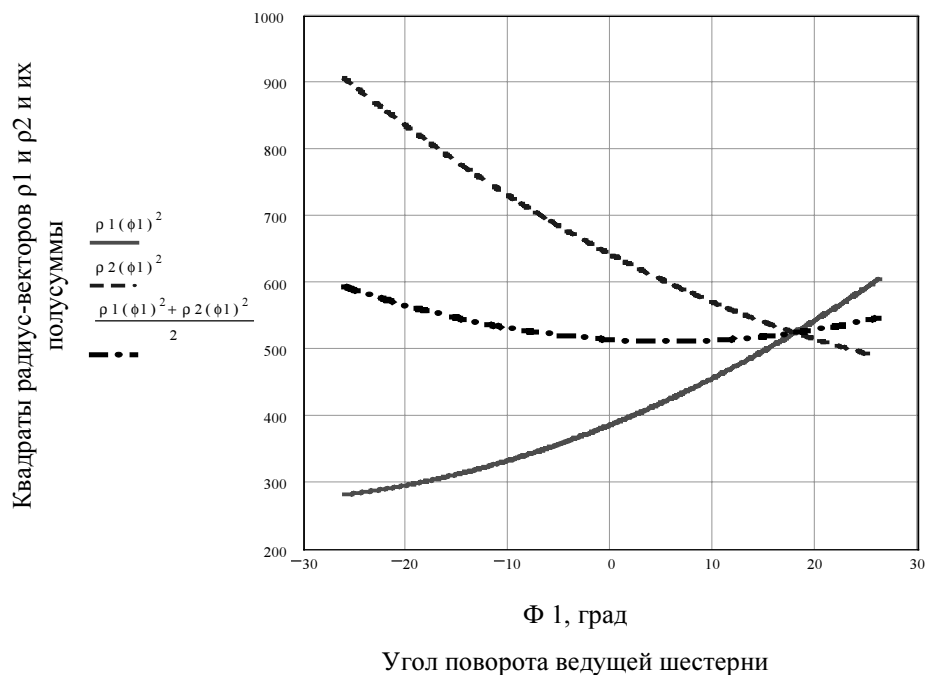


Рисунок 2 - Характер изменения квадратов радиус-векторов, проведенных из центров шестерен в точку их зацепления для ведущей и ведомой шестерен и полусуммы квадратов при условии, что  $z_1 = 7$  и  $z_2 = 9$

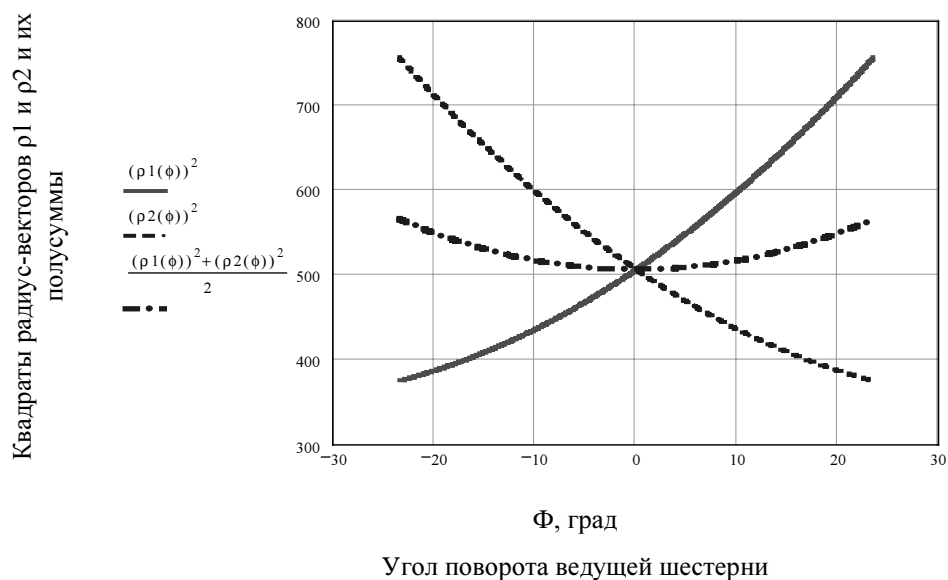


Рисунок 3 - Характер изменения квадратов радиус-векторов, проведенных из центров шестерен в точку их зацепления для ведущей и ведомой шестерен и полусуммы квадратов при условии, что  $z_1 = z_2 = 8$

Далее перейдем к выводу зависимости мгновенной подачи от угла поворота ведущей шестерни -  $\phi_1$ .

Дадим ведущей шестерне приращение -  $\Delta\phi$ . Тогда квадраты длин радиус-векторов  $\rho_1$  и  $\rho_2$  составят:

$$\rho_1^2(\Delta\phi) = [r_{01} \operatorname{tg}\alpha + (\phi_1 + \Delta\phi)r_{01}]^2 + r_{01}^2, \quad (15)$$

$$\rho_1^2(\Delta\varphi) = \left[ r_{01} \operatorname{tg}\alpha - \left( \frac{r_1}{r_2} \phi_1 + \Delta\varphi \right) r_{01} \right]^2 + r_{02}^2. \quad (16)$$

Исходя из схемы зубчатого зацепления, представленной на рис. 1 и предпосылок, изложенных в пунктах 1...4 - изменение объема камеры нагнетания шестеренного насоса можно представить в виде:

$$\Delta V(\Delta\varphi) = b \left[ \frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} (R_{e1}^2 - R_{i1}^2) + \frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} \frac{r_1}{r_2} (R_{e2}^2 - R_{i2}^2) - \frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} (\rho_1^2 - R_{i1}^2) - \frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} \frac{r_1}{r_2} (\rho_2^2 - R_{i2}^2) \right], \quad (17)$$

где  $R_{e1}$  и  $R_{e2}$  - радиусы вершин зубьев шестерен, соответственно ведущей и ведомой шестерен;

$R_{i1}$  и  $R_{i2}$  - радиусы окружности впадин зубьев шестерен, соответственно ведущей и ведомой шестерен;

$r_1$  и  $r_2$  - радиусы начальных окружностей зубчатого зацепления шестерен насоса, соответственно ведущей и ведомой шестерен;

$b$  - ширина шестерни.

Преобразовав (17), получим:

$$\Delta V(\Delta\varphi) = \frac{\Delta\varphi}{2} b \left( R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - \rho_1^2 - \frac{r_1}{r_2} \rho_2^2 \right). \quad (18)$$

Подставим в (18) значение квадратов радиус-векторов из (15) и (16):

$$\Delta V(\Delta\varphi) = \frac{\Delta\varphi}{2} b \left\{ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - [r_{01} \operatorname{tg}\alpha + (\phi_1 + \Delta\varphi)r_{01}]^2 - r_{01}^2 - \left[ -\frac{r_1}{r_2} \left[ r_{02} \operatorname{tg}\alpha - \left( \frac{r_1}{r_2} \phi_1 + \Delta\varphi \right) r_{02} \right]^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \right] \right\}. \quad (19)$$

Определим среднюю подачу за один радиан, как:

$$q_{cp} = b \frac{\Delta V(\Delta\varphi)}{\Delta\varphi}. \quad (20)$$

Подставив в (20) значение  $\Delta V(\Delta\varphi)$  из (19), получим:

$$q_{cp} = \frac{\Delta V(\Delta\varphi)}{\Delta\varphi} = \frac{1}{2} b \left\{ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - [r_{01} \operatorname{tg}\alpha + (\phi_1 + \Delta\varphi)r_{01}]^2 - r_{01}^2 - \left[ -\frac{r_1}{r_2} \left[ r_{02} \operatorname{tg}\alpha - \left( \frac{r_1}{r_2} \phi_1 + \Delta\varphi \right) r_{02} \right]^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \right] \right\}. \quad (21)$$

Переходя к пределу, мы тем самым осуществляем переход от средней к мгновенной подаче в данной точке поворота шестерен:

$$q_{мгн}(\varphi) = b \lim_{\Delta\varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta V(\Delta\varphi)}{\Delta\varphi}, \quad (22)$$

$$q_{мгн}(\varphi) = \lim_{\Delta\varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta V(\Delta\varphi)}{\Delta\varphi} = \frac{1}{2} b \left[ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - (r_{01} \operatorname{tg}\alpha + \phi_1 r_{01})^2 - r_{01}^2 - \left[ -\frac{r_1}{r_2} \left( r_{02} \operatorname{tg}\alpha - \frac{r_1}{r_2} \phi_1 r_{02} \right)^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \right] \right]. \quad (23)$$

Раскрыв скобки, получим:

$$q_{\text{мгн}}(\varphi) = \frac{1}{2} b \left\{ \begin{aligned} & R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - (r_{01}^2 \text{tg}^2 \alpha + 2\phi_1 r_{01}^2 \text{tg} \alpha + \phi_1^2 r_{01}^2) - r_{01}^2 - \\ & - \frac{r_1}{r_2} \left[ r_{02}^2 \text{tg}^2 \alpha - 2 \frac{r_1}{r_2} \phi_1 r_{02}^2 \text{tg} \alpha + \left( \frac{r_1}{r_2} \phi_1 r_{02} \right)^2 \right] - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \end{aligned} \right\}. \quad (24)$$

Выражение (24) можно представить в виде:

$$q_{\text{мгн}}(\varphi) = \frac{1}{2} b \left\{ \begin{aligned} & R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - (r_{01}^2 \text{tg}^2 \alpha + r_{01}^2) - 2\phi_1 r_{01}^2 \text{tg} \alpha - \phi_1^2 r_{01}^2 - \\ & - \frac{r_1}{r_2} (r_{02}^2 \text{tg}^2 \alpha + r_{02}^2) + 2 \frac{r_1}{r_2} \frac{r_1}{r_2} \phi_1 r_{02}^2 \text{tg} \alpha - \frac{r_1}{r_2} \left( \frac{r_1}{r_2} \phi_1 r_{02} \right)^2 \end{aligned} \right\}. \quad (25)$$

Из рис. 1, видим, что:

$$r_1^2 = r_{01}^2 \text{tg}^2 \alpha + r_{01}^2, \quad (26)$$

$$r_2^2 = r_{02}^2 \text{tg}^2 \alpha + r_{02}^2. \quad (27)$$

Тогда (23) можно представить в виде:

$$q_{\text{мгн}}(\varphi) = \frac{1}{2} b \left[ \begin{aligned} & R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \\ & - 2\phi_1 r_{01}^2 \text{tg} \alpha - \phi_1^2 r_{01}^2 + 2 \frac{r_1}{r_2} \frac{r_1}{r_2} \phi_1 r_{02}^2 \text{tg} \alpha - \frac{r_1}{r_2} \left( \frac{r_1}{r_2} \phi_1 r_{02} \right)^2 \end{aligned} \right], \quad (28)$$

$$q_{\text{мгн}}(\varphi) = \frac{1}{2} b \left\{ \begin{aligned} & R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 + \\ & + 2\phi_1 \text{tg} \alpha \left( \frac{r_1}{r_2} \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 - r_{01}^2 \right) - \phi_1^2 \left[ r_{01}^2 + \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^3 r_{02}^2 \right] \end{aligned} \right\}. \quad (29)$$

Зная, что  $r = \frac{r_0}{\cos \alpha}$ , выражение (29), можно записать в виде:

$$q_{\text{мгн}}(\varphi) = \frac{1}{2} b \left\{ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \phi_1^2 \left[ r_{01}^2 + \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^3 r_{02}^2 \right] \right\}. \quad (30)$$

Или, окончательно:

$$q_{\text{мгн}}(\varphi) = \frac{1}{2} b \left[ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \phi_1^2 r_{01}^2 \left( 1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]. \quad (31)$$

Для случая  $z_1 = z_2$ , получим:

$$q_{\text{мгн}}(\varphi) = b (R_e^2 - r^2 - \phi_1^2 r_{01}^2). \quad (32)$$

Или мгновенная подача через дифференциал составит:

$$q_{\text{мгн}}(\varphi) = \frac{dq_\varphi}{d\varphi} = \frac{1}{2} b \left[ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \phi_1^2 r_{01}^2 \left( 1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]. \quad (33)$$

Для случая  $z_1 = z_2$ , получим:

$$q_{\text{мгн}}(\varphi) = \frac{dq_\varphi}{d\varphi} = b (R_e^2 - r^2 - \phi_1^2 r_{01}^2). \quad (34)$$

Таким образом, нами получены зависимости мгновенной подачи шестеренного насоса в зависимости от угла поворота ведущей шестерни -  $\varphi_1$ .

Однако в предпосылках при создании указанной математической модели отмечено, что в качестве независимого параметра может выступать координата точки зацепления на линии зацепления -  $x$ , а также время вращения шестерен.

При переходе к новой переменной необходимо произвести замену переменных. А для этого необходимо найти взаимосвязь между упомянутыми переменными. Такая взаимосвязь была найдена. Воспользовавшись этими зависимостями можем записать, что:

- координата точки зацепления зубьев шестерен на линии зацепления:

$$x = \varphi_1 r_{01}; \quad (35)$$

- угол поворота шестерни через угловую скорость шестерни можно представить в виде:

$$\varphi = \omega \tau, \quad (36)$$

тогда зависимость (35), можно представить в виде:

$$x = \omega \tau_1 r_{01}. \quad (37)$$

Произведя замену переменных можно записать, что

$$\frac{dq}{d\varphi} = \frac{dq}{dx} \frac{dx}{d\varphi}. \quad (38)$$

Но поскольку

$$\frac{dx}{d\varphi_1} = r_{01}, \quad (39)$$

то выражение (38) перепишем в виде:

$$\frac{dq}{d\varphi_1} = \frac{dq}{dx} r_{01}. \quad (40)$$

Тогда зависимость мгновенной подачи от положения точки зацепления на линии зацепления -  $x$  можно представить в виде:

- для случая, когда  $z_1 \neq z_2$

$$q_x = \frac{dq}{dx} = \frac{b}{2r_{01}} \left[ R_{e1}^2 + R_{e1}^2 \frac{r_1}{r_2} - r_1^2 - r_1 r_2 - x^2 \left( 1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]; \quad (41)$$

- для случая, когда  $z_1 = z_2 = z$

$$q_x = \frac{dq}{dx} = \frac{b}{r_0} (R_e^2 - r^2 - x^2). \quad (42)$$

Е.М. Юдиным [7] были получены аналогичные зависимости для определения мгновенной подачи шестеренного насоса от положения точки зацепления на линии зацепления -  $x$ , в предположении, что начало отсчета движения точки зацепления находится в полюсе -  $P$ , что подтверждает правильность приведенных выше выкладок.

По аналогии с предыдущим случаем запишем:

$$\frac{dq}{dt} = \frac{dq}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dq}{dx} \omega r_{01}. \quad (43)$$

Тогда зависимость мгновенной подачи от времени вращения шестерен можно представить в виде :

- для случая  $z_1 \neq z_2$  :

$$q_{\text{мгн}}(\tau) = \frac{dq}{d\tau} = \frac{1}{2} b \omega \left[ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \tau_1^2 r_{01}^2 \left( 1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]. \quad (44)$$

Для случая  $z_1 = z_2$ , получим:

$$q_{\text{мгн}}(\tau) = \frac{dq}{d\tau} = b\omega \left( R_e^2 - r^2 - \tau_1^2 r_{01}^2 \right). \quad (45)$$

Полученные выражения (33), (34), (41), (42), (44) и (45) отображают мгновенную подачу насоса в зависимости от положения точки зацепления на линии зацепления. Положение точки зацепления может определяться в нашем случае либо угловой координатой – углом поворота ведущей шестерни -  $\varphi$ , либо линейной координатой положения точки зацепления на линии зацепления -  $x$ , либо временем -  $\tau$ . Единицей измерения мгновенной подачи является –  $\text{м}^3/\text{рад}$  (зависимости (33), (34)) или  $\text{м}^3/\text{м}$  (зависимости (41), (42)), или  $\text{м}^3/\text{с}$ , физический смысл которой заключается в том, что при изменении координаты точки зацепления на  $\Delta\varphi$  [рад] или  $\Delta x$ , [м], или -  $\Delta\tau$ , [с] мгновенная подача насоса изменится на  $\Delta q$ ,  $\text{м}^3$ .

Анализ полученных зависимостей (33), (34), (41), (42), (44) и (45) показывает, что мгновенная подача подчиняется квадратичной зависимости, а кривые указанных зависимостей представляют собой параболы, направленные вершиной вверх. Максимальное значение мгновенная подача шестеренного насоса приобретает в момент, когда координата точки зацепления  $x = 0$ , которой соответствует угол поворота ведущей шестерни -  $\varphi_1 = 0$  или время поворота ведущей шестерни  $\tau_1 = 0$ , т.е. в полюсе зацепления зубьев шестерен -  $P$ , а далее она убывает по параболической зависимости.

Возникает естественный вопрос - в чем же достоинства предложенной модели?

Во-первых, следует отметить, что предложенная модель математически адекватно описывает процессы, происходящие в процессе нагнетания рабочей жидкости.

Во-вторых, предложенная модель объясняет принцип работы шестеренного насоса при нагнетании рабочей жидкости, что отсутствует во многих работах, считающихся классикой в области шестеренных гидромашин. Это позволяет под иным углом взглянуть на полученные зависимости и наметить пути дальнейшего совершенствования шестеренного насоса в направлении повышения подачи.

## **Выводы**

1. Предложен новый подход при разработке математической модели мгновенной подачи, сущность которого состоит в том, что процесс нагнетания рабочей жидкости происходит при взаимодействии двух противоположно направленных процессов уменьшения и увеличения объема камеры нагнетания шестеренного насоса. При этом, нагнетание рабочей жидкости происходит благодаря тому, что объем уменьшения камеры нагнетания превосходит объем ее увеличения.

2. Воспользовавшись предложенной описательной моделью была разработана математическая модель мгновенной подачи шестеренного насоса.

3. Предложенная модель объясняет принцип работы шестеренного насоса при нагнетании рабочей жидкости, что позволяет по новому подойти к совершенствованию шестеренного насоса в направлении повышения его подачи.

## **Список литературы**

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика «Машиностроение» - 1971. - 672 с.
2. Башта Т.М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты (конструкции и расчет). Гос. Издат оборонной промышленности. – М.: 1951. – 453 с.
3. Башта Т.М. Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств. Изд. 3-е перераб и доп. М.: Оборонгиз. –1961. - 475 с.

4. Башта Т.М., Руднев С.С., Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлический привод. Под ред. Башта Т.М. М.: Машиностроение, 1970. – 504 с.
5. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем станков и машин. М.: – К. Машгиз. 1960. – 226 с.
6. Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1960. – 189 с.
7. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

Запропоновано новий підхід до пояснення процесу подачі робочої рідини шестеренного насоса. Базуючись на згаданій моделі процесу подачі, була отримана аналітична модель подачі робочої рідини. Отримана математична модель відкриває шлях до подальшого вдосконалення шестеренного насоса в напрямку збільшення його подачі.

The new going is offered near explanation of process of serve of working liquid of cog-wheel pump. Being based on the mentioned model of process of serve, the analytical model of serve of working liquid was got. The got mathematical model opens a way to subsequent perfection of cog-wheel pump in the direction of increase of his serve.

Т.Г.Сабірзянов, проф., д-р техн. наук, М.І. Васильковський, доц., канд. техн. наук,  
О.В. Нестеренко, ас.

Кіровоградський національний технічний університет

## До методики визначення швидкості введення зерна в пневмосепараційний канал

Стаття присвячена визначенню швидкості введення зерна в пневмосепараційний канал з метою практичного її застосування при дослідженні та випробуванні зерноочисних машин. Авторами запропоновано нову методику вирішення означеної задачі на основі визначення реальних траєкторій польоту зернових часток.

**пневмосепарація, повітряний потік, пневмосепаруючий канал, швидкість введення зерна, зерновий матеріал**

Однією з найважливіших операцій при очищенні зернових матеріалів для їх доведення до продовольчих та посівних кондицій і оптимальному виділенні фуражної фракції являється пневмосепараційний процес.

На даному етапі дослідження та розробки зерноочисних машин пневмосепарація має значно нижчі показники продуктивності ніж решітна очистка, особливо при використанні решітних сепараторів п'ятого покоління [1].

Тому підвищення продуктивності очищення зерна повітряним потоком являється важливою та актуальною задачею.

Одним із найбільш вагомих факторів, які впливають на ефективність пневмосепараційного процесу являється швидкість введення зернового матеріалу в канал. Збільшення швидкості введення зерна з одного боку приводить до зменшення товщини шару матеріалу та покращення умов процесу пневмосепарації, але при цьому зменшується її час перебування в каналі, що як свідчать результати експериментальних досліджень [2,3,4] суттєво зменшує повноту розділення зерна.

Багаточисленими експериментальними дослідженнями [2, 3, 4, 5] встановлено, що швидкість вводу матеріалу в канал суттєво впливає як на якість процесу розділення, так і на його енергоємність. При цьому, одні дослідники вважають, що швидкість введення матеріалу повинна бути мінімальною [4], а інші стверджують, що ефект очистки буде максимальний при початковій швидкості  $v_0 = 0,3$  м/с. Тобто саме цю швидкість можна вважати оптимальною, напрямок якої в невеликих межах відносно горизонту не суттєво змінює ефективність очистки [3].

Результати експериментальних досліджень [6] також підтверджують означений висновок, згідно яких оптимальне значення початкової швидкості введення зерна в пневмосепараційний канал знаходиться в межах  $0,3 - 0,35$  м/с.

Але невеликі швидкості введення зерна обмежують можливість підвищення продуктивності пневмосепаруючого каналу, оскільки в цих випадках збільшується товщина оброблююмого шару матеріалу, що погіршує умови виділення легких домішок.

Як відомо, величина подачі матеріалу визначається за формулою:

$$Q_m = v_0 \cdot h_0 \cdot b_0 \cdot \rho, \quad (1)$$

де  $v_0$  - початкова швидкість введення зернового матеріалу в канал, м/с;

$h_0, b_0$  - товщина та ширина шару зерна, яке поступає в канал, м;

$\rho$  - об'ємна маса матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;

З формули випливає, що зменшення початкової швидкості  $v_0$  відповідно зменшує продуктивність машини, компенсація якої за рахунок збільшення товщини зернового потоку  $h_0$  погіршує умови і якість сепарування. Отже, якщо прийняти постійними ширину каналу  $b_0$  та подачу  $Q_m$ , то для виконання умови зменшення  $v_0$ , необхідно збільшувати товщину шару, а це веде до зменшення ефекту очистки.

Велике значення для ефективності пневмосепарації має кут введення матеріалу  $\alpha_0$ . Якщо матеріал спрямувати відносно горизонту під кутом вниз, то всі частки будуть рухатись по низхідній гілці своєї траєкторії, але для того, щоб частки легких домішок могли виділитися і потрапити до осадової камери, вони повинні змінити напрямок руху на східну гілку траєкторії. Якщо частка, яка рухається вниз, ударяється об зовнішню стінку, то умови її виділення значно погіршуються, внаслідок її відскоку донизу.

Є декілька варіантів, які дозволяють уникнути цього. По-перше, можна віддалити зовнішню стінку каналу, за рахунок збільшення його розмірів, але це приведе до збільшення витрати повітря та енергоємності процесу. По-друге, можна підвищити швидкість повітряного потоку, але це може погіршити чіткість сепарації, тобто збільшити виніс повноцінного зерна в відходи, а також веде до підвищення енергозатрат. І третій варіант, який є досить суперечливим: можна зменшити початкову швидкість введення зерна в канал, що при тій же продуктивності збільшує товщину шару зерна і погіршує умови його розділення.

Дослідження [5] підтверджують, що при горизонтальному напрямку введення матеріалу ефективність сепарації підвищується на 15-18%.

Пояснюється це тим, що при горизонтальному введенні потік «розбризкується», щільність його зменшується, і взаємодія часток слабшає. Умови руху зернової суміші наближуються до умов незалежного руху одиночних часток.

Для кутів  $\alpha_0 > 0$  навпаки, щільність зернового потоку збільшується, і лише ближче до протилежної стінки каналу він розшаровується, що значно погіршує ефективність виділення легких домішок.

Для забезпечення введення матеріалу горизонтально з заданою швидкістю пасивними пристроями, на початку його руху потрібно застосовувати похилі лотки або інші криволінійні поверхні, швидкість зерна по яких аналітично визначити в реальних умовах дуже важко. Навіть при русі зернової суміші по прямій похилій поверхні не вдається досить точно розрахувати її швидкість, внаслідок неправильної форми та неоднорідності розмірів часток зернового матеріалу.

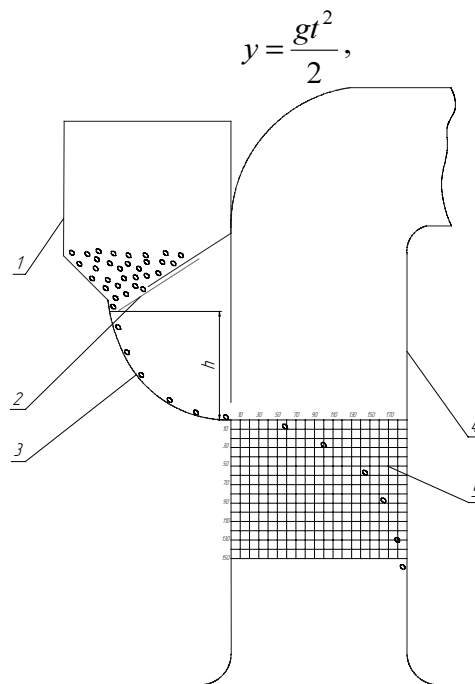
Тому нами запропонована методика ефективного визначення швидкості введення зернової суміші шляхом вимірювання координат частки для реальних траєкторій його руху в пневмосепараційному каналі.

Дослідження проводили на експериментальній установці, представленій на рисунку 1, яка включає пересувний в вертикальній площині бункер 1 з заслінкою 2, направляючий лоток 3, за допомогою якого зерновий матеріал вводився горизонтально в канал 4, одна із бокових стінок якого виконана прозорою, а на протилежній прикріплена сітка, для вимірювання координат зернової частки та траєкторії її руху.

Швидкість введення визначали шляхом вимірювання реальних координат зернової частки в каналі за допомогою координатної сітки з відповідними координатами (рисунок 2). При цьому, враховувався реальний опір повітря, який має місце при відповідних швидкостях введення зерна. Досліди проводились в п'ятикратній повторності.

Оскільки траєкторії руху зерна пов'язані з його початковою швидкістю, то її координати  $x$  і  $y$  визначаємо для довільного положення частки.

Переміщення частки по осі  $x$  за час  $t$  дорівнює:  $x = v_0 \cdot t$ . По осі ординат маємо:



1- бункер, 2 - регулювальна заслінка, 3 - направляючий лоток, 4 - канал, 5 - координатна сітка

Рисунок 1 - Схема експериментальної установки

де  $v_0$  - початкова швидкість введення зерна в канал, м/с;  $t$  - час, с;  
 $g$  - прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Вирішивши систему рівнянь (2), шляхом виключення  $t$  отримуємо вираз (3) для визначення швидкості  $v_0$ :

$$\begin{cases} x = v_0 \cdot t \\ y = \frac{gt^2}{2} \end{cases} \quad (2)$$

$$v_0 = \frac{x\sqrt{g}}{\sqrt{2y}} = x\sqrt{\frac{g}{2y}}. \quad (3)$$

Оскільки при введенні потоку зерна, з певним питомим навантаженням  $q_b$ , траєкторії руху часток розходяться, то визначалась середня швидкість введення  $v_{0сер}$ . Для цього фіксувались траєкторії, а отже й координати верхньої та нижньої часток, та визначалось їх середнє значення.

Регулювання початкової швидкості введення матеріалу в канал здійснювали шляхом зміни висоти розташування заслінки живильного бункера  $h$  відносно кінця направляючого лотка, тобто за рахунок зміни його потенціальної енергії  $E_n$ , яка потім перетворюється в кінетичну, а саме:

$$E_n = E_k, \quad (4)$$

де  $E_n = mgh$ ;

$h$  - висота бункера відносно лінії подачі матеріалу в канал, м;

$m$  - маса частки, кг.

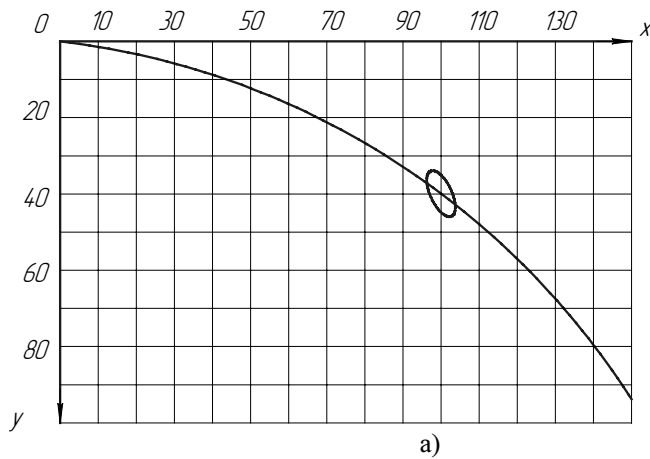


Рисунок 2 – Схема вимірювання координат (а) та загальний вигляд установки для визначення швидкості введення зерна (б)

$$E_k = \frac{mv^2}{2}. \quad (5)$$

Тоді, якщо нехтувати втрати енергії на тертя, отримаємо:

$$v_0 = \sqrt{2gh}. \quad (6)$$

Змінюючи висоту  $h$  шляхом перестановки бункера з зерном отримували необхідну швидкість введення матеріалу в канал.

Запропонована методика визначення швидкості введення шляхом знаходження реальних координат зернової частки дозволяє отримувати значення початкової швидкості введення зернової суміші в канал по різним поверхням при дослідженнях пневмосепарації для реальних умов експлуатації зерноочисних машин.

## Список літератури

1. Решітний сепаратор /М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, П.Г. Лузан, І.М. Осипов. – Патент України № 29822 А, МКВ В 07 В 13/04, – 2000. Бюл. № 6–11.
2. Бурков А.И., Сычугов Н.П. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследования, расчет и испытание. – Киров: НИИСХ Северо - Востока, 2000. – 261с.
3. Малис А.Я., Демидов А.Р. Машины для очистки зерна воздушным потоком.- М.: Машгиз, 1962. – 175 с.
4. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. Теория и расчет машин, технология и автоматизация процессов./З.Л. Тиц, В.И. Анискин, Г.А. Баснакьян и др.; под. ред. З.Л. Тица.– М.: Машиностроение, 1967.– 447 с.
5. Злочевский В.Л. Интенсификация процесса аэродинамического разделения зерновых материалов. Дис. докт. техн. наук. – Барнаул, 1985.– 490 с.
6. Гортинский В.В., Демский А.Б., Борискин М.А. Процессы сепарации на зернообрабатывающих предприятиях. – М.: Колос. 1980. – С.103-140.

Статья посвящена определению скорости введения зерна в пневмосепарационный канал с целью её практического использования при исследовании и испытании зерноочистительных машин. Авторами предложено новую методику решения данной задачи на основе определения реальных траекторий полёта зерновых частиц.

The article is devoted determination speed of introduction of grain in a air channel with the purpose of its practical using for research and test of grain cleaners. By authors a new method is offered decision of the given task on the basis of decision the real trajectories of flight corn particles.

**В.В. Сидоренко, проф., д-р техн. наук, Н.В. Смирнова, ас.**  
*Кировоградский национальный технический университет*

## Стабилизация величины межэлектродного промежутка станка размерной обработки электрической дугой

Приводится решение задачи стабилизации постоянства величины межэлектродного промежутка между рабочим инструментом и деталью с целью стабилизации рабочего тока дуги.  
**размерная обработка дугой, система управления, межэлектродный промежуток, 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 осуществляется в поперечном потоке жидкости - диэлектрика под давлением 0,5-2 МПа в режиме падающих характеристик сварочного выпрямителя – источника технологического тока (ИТТ).

Постоянство величины рабочего тока дуги зависит от постоянства межэлектродного промежутка (МЭП) между рабочим инструментом и деталью, поэтому стабилизация МЭП является важной задачей в процессе обработки деталей.

Нестабильность величины технологического тока приводит к снижению качества и производительности процесса обработки деталей.

Нестабильность величины технологического тока обусловлена двумя причинами: непостоянством величины МЭП, вызванным недостаточным быстродействием гидропривода и постоянством угла наклона падающей характеристики источника технологического тока.

**Существующая система** регулирования величины МЭП [2] основана на том, что напряжение на межэлектродном промежутке (МЭП) при горении дуги зависит от его величины, что позволяет регулировать напряжение горения дуги путем изменения величины МЭП (рис. 1).

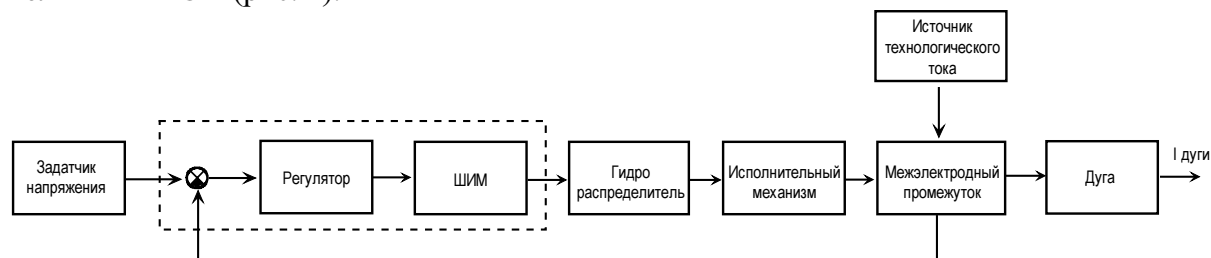


Рисунок 1 – Система регулирования величины МЭП станка РОД модели “АМ1”

Анализ характеристик электрической дуги и источника технологического тока в режиме падающих характеристик, показал, что управление величиной МЭП по отклонению напряжения дуги на МЭП не является оптимальным для регулирования величины рабочего тока дуги, поскольку величина рабочего тока дуги в большей

степени зависит от крутизны падающей характеристики ИТТ, а не от величины напряжения на дуге (рис.2). Величина тока дуги в этой системе регулирования не контролируется и не является наблюдаемой величиной.

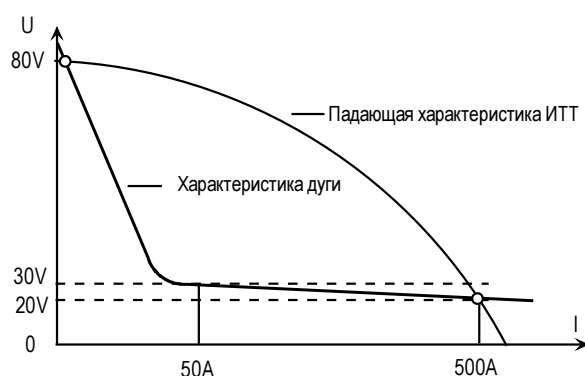
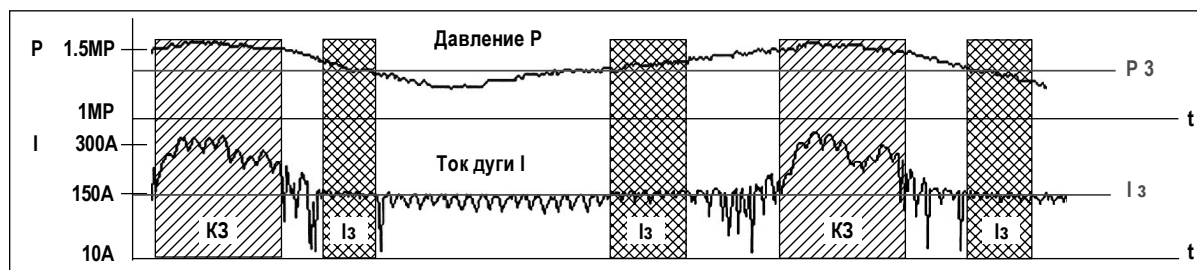


Рисунок 2 – Электрические характеристики электрической дуги и источника технологического тока

**Задача** состоит в стабилизации величины МЭП между рабочим инструментом и деталью и, соответственно, стабилизации рабочего тока дуги. Фрагмент осциллограммы процесса обработки детали электрической дугой представлен на рис.3.



КЗ – короткое замыкание, I<sub>3</sub> – заданный ток, P<sub>3</sub> – заданное давление

Рисунок 3 – Фрагмент осциллограммы процесса обработки детали электрической дугой

Для анализа осциллограммы ее можно разделить на несколько областей. Область I<sub>3</sub> соответствует нормальной стадии протекания процесса. В границах этой области рабочий ток соответствует заданному с минимальными отклонениями. Рабочее давление P<sub>3</sub> соответствует заданному значению.

Область КЗ соответствует короткому замыканию. Между этими двумя областями существуют участки изменения режима работы.

Анализ параметров участков изменения режимов процесса обработки показал, что области короткого замыкания КЗ предшествует участок изменения давления P<sub>3</sub> рабочей жидкости в сторону увеличения. Участку с периодическим изменением заданного значения тока I<sub>3</sub> соответствует участок изменения давления P<sub>3</sub> рабочей жидкости в сторону уменьшения.

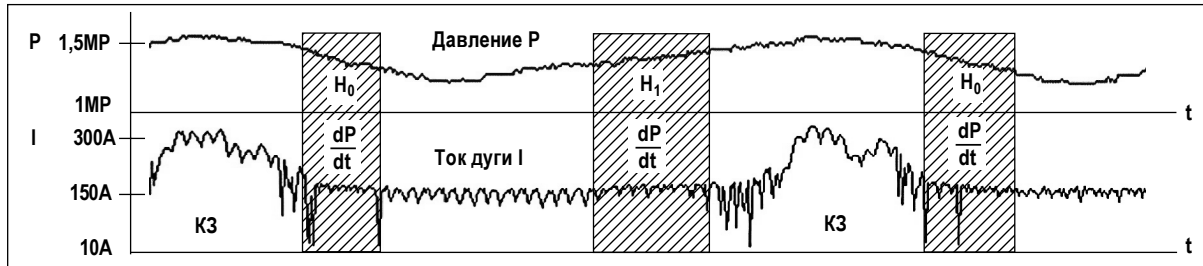
Анализ причин изменений величины рабочего тока I<sub>3</sub> и давления P<sub>3</sub>, дает основания сделать следующие выводы:

Короткое замыкание КЗ является следствием соприкосновения рабочего инструмента с обрабатываемой деталью. При этом МЭП имеет минимальную величину и оказывает максимальное сопротивление циркуляции рабочей жидкости, что и является причиной увеличения ее давления.

Колебания величины рабочего тока I<sub>3</sub> являются следствием реакции регулятора привода рабочего инструмента в сторону перерегулирования. При этом рабочий

инструмент приподнимается от обрабатываемой детали на расстояние, превышающее оптимальное значение МЭП, а дуга входит в режим неустойчивого горения.

**Решение** задачи стабилизации величины МЭП и стабилизации тока дуги  $I_3$  заключается в использовании в регуляторе подсистемы принятия решений на основе выбора гипотез [3]. Поскольку давление жидкости возрастает при уменьшении величины МЭП и уменьшается при его увеличении, то необходимо контролировать процесс изменения давления жидкости  $P_3$  в процессе обработки детали (рис.4).



$H_0$  – гипотеза 0,  $H_1$  – гипотеза 1

Рисунок 4 – Контроль процесса изменения давления жидкости в процессе обработки детали

Подсистема принятия решений на основании предыдущих значений тока дуги и давления рабочей жидкости принимает решение выбора одной из двух гипотез:  $H_0$  и  $H_1$ .

$H_0$  - Увеличение величины МЭП- ток дуги будет стремиться к уменьшению.

$H_1$  - Уменьшение величины МЭП- ток дуги будет стремиться к увеличению.

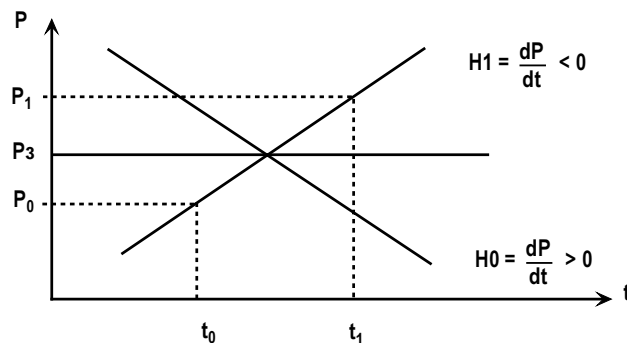


Рисунок 5 – Критерий выбора гипотез направления изменения величины межэлектродного промежутка

Поскольку давление рабочей жидкости увеличивается при уменьшении МЭП и уменьшается при увеличении, то направление изменения давления рабочей жидкости является доминирующим фактором в анализе ситуации и выборе гипотезы  $H_0$  или  $H_1$ .

Критерием выбора гипотез  $H_0$  и  $H_1$  является знак результата анализа:

$$H_0 = \frac{dP}{dt} > 0, \quad (1)$$

$$H_1 = \frac{dP}{dt} < 0. \quad (2)$$

Подсистема принятия решений в системе управления станком на основании выбора одной из гипотез определяет величину и направление управляющего сигнала для подсистемы управления перемещением рабочего инструмента.

Ток дуги в этой системе регулирования является полностью наблюдаемой величиной (рис. 6).

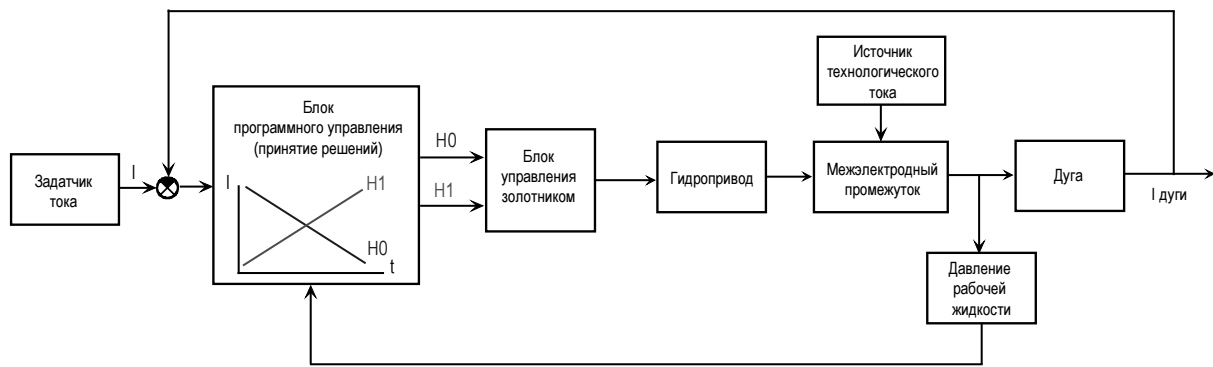


Рисунок 6 – Система регулирования величины МЭП станка РОД с подсистемой принятия решений

**Результатом** практического применения подсистемы принятия решений в системе управления станком размерной обработки дугой является стабилизация величины МЭП между рабочим инструментом и деталью, что снижает вероятность возникновения режимов работы, близких к короткому замыканию и нестабильному горению дуги.

Постоянство величины МЭП, в свою очередь, позволяет подсистеме управления источником технологического тока (ИТТ) осуществлять программное управление током дуги, что решает проблему снижения качества обработки деталей.

### Список литературы

1. Носуленко В.И. Розмірна обробка металів електричною дугою. Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.03.07 / Кировоградський гос. техн. ун-т – К., 1999.- 36 с.
2. Носуленко В.І., Боков В.М., Великий П.М., Широботько В.П., Гросул І.А. Верстат електроерозійний копіювально – прошивний моделі “АМ - 1”. Технічний опис. Інструкція по експлуатації. Технічний паспорт. Кіровоград: 2004. – 61 с.
3. Бассвиль. М., Банвениста А. Обнаружение изменения свойств сигналов и динамических систем. Пер. с англ. М.: Мир, 1989. - 278 с.

Приводиться рішення завдання стабілізації сталості величини міжелектродного проміжку між робочим інструментом і деталлю з метою стабілізації робочого струму дуги.

The task of an interelectrode distance between the working tool and detail size constancy stabilization with the purpose working current electrical arch f stabilization decision is resulted.

**І.Ф. Василенко, доц., канд. техн. наук, Ф.І. Василенко, проф. канд. техн. наук  
О.П. Бруцький, асп., О.М. Рева, проф., д-р техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Залежність температури у зоні тертя підшипників ковзання від режимів ультразвукової обробки композиційних покриттів**

Стаття присвячена підбору матеріалу для відновлення підшипників ковзання сільськогосподарських машин з метою підвищення довговічності їх роботи. Зменшення температури у зоні тертя підшипників ковзання відновлених склонаповненими поліамідними композиціями можливе використанням ультразвуку. Визначені оптимальні режими ультразвукової обробки тонкошарових композиційних покриттів.

**температура, тертя, підшипник, ультразвук, покриття**

Підвищення надійності та тривалості роботи підшипників ковзання сільськогосподарських машин відновлених тонкошаровими полімерними матеріалами є одним із найважливіших завдань ремонтного виробництва. Покращити працездатність вузлів тертя дозволить впровадження технологічного процесу відновлення підшипників ковзання склонаповненими поліамідними композиціями в ультразвуковому полі. Про це свідчать відповідні дослідження.

Відомо, що більшість вузлів тертя сільськогосподарських машин працюють в умовах порівняно невеликих швидкостей ковзання. У середньому швидкість обертання валів у підшипниках складає 1 м/с при навантаженні 5 МН/м<sup>2</sup>. Ці відомості і були покладені в основу досліджень впливу ультразвукових коливань на температуру в зоні тертя, що проводилися на машині тертя СМЦ-2 за схемою „ролик – колодочка”. Температура у зоні тертя фіксувалася Х-К термопарою діаметром  $3,5 \cdot 10^{-4}$  м, що була встановлена на поверхні контртіла та регулятором температури РТ-049, який був розміщений на колодочці та вимкнений на відключення. Регіструючим приладом використовувався потенціометр постійного струму ПП-1 із дзеркальною шкалою.

Перед проведенням досліджень всі зразки припрацьовувалися між собою, тривалість одного циклу випробувань складала  $2,4 \cdot 10^3$  с.

Порівняння зміни характеру зносу з характером зміни температури у зоні тертя показують, що найменшому зносу композицій, що пройшли ультразвукову обробку за оптимальними режимами, відповідають найменші значення температури у зоні тертя [1]. Температура, як і зносостійкість, значною мірою залежать від коефіцієнту тертя.

Криві змінювання температури у зоні тертя при сталому режимі тертя характеризуються наявністю мінімуму як у залежності від часу ультразвукової обробки композицій (рис.1), так і від амплітуди коливань випромінювача (рис. 2). Зниження температури у зоні тертя під впливом ультразвукових коливань сприяє зменшенню значень коефіцієнту тертя, зносу та підвищенню експлуатаційних властивостей композицій у цьому режимі.

Такі зміни пояснюються тим, що при переході аморфної фази матриці з високоеластичного у склоподібний стан знижується активність молекулярної взаємодії на поверхнях тертя та опір зсуву поверхневого шару композицій. Для склонаповнених поліамідних композицій КПС-30, ПА12ВС та П68ВС температура у зоні тертя знизилася, відповідно, з 388К до 370К, з 366К до 353К та з 383К до 376К.

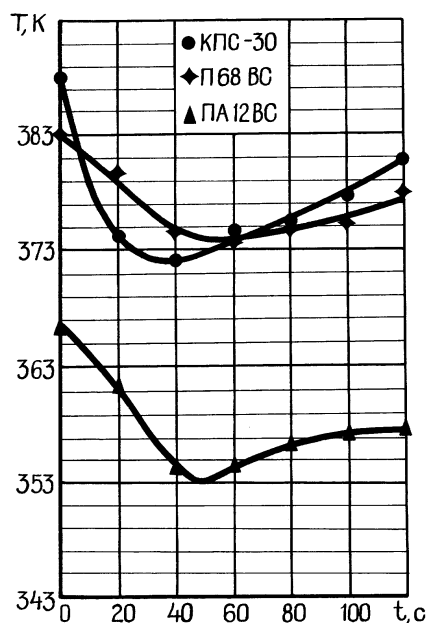


Рисунок 1 — Зміна температури у зоні тертя в залежності від часу ультразвукової обробки при амплітуді коливань випромінювача  $2A=20$  мкм

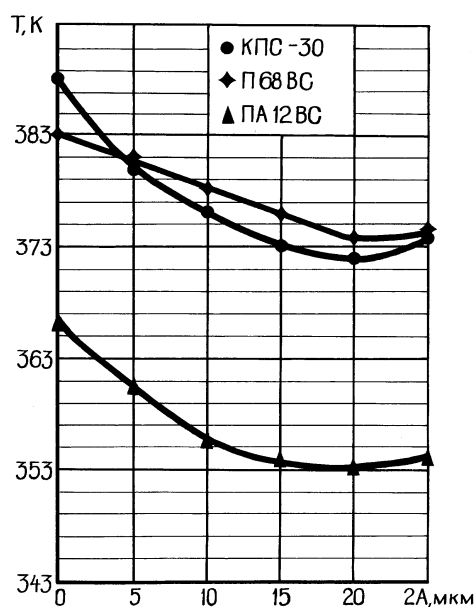


Рис.2. Зміна температури у зоні тертя в залежності від амплітуди ультразвукових коливань при часі озвучування для КПС-30 – 40 с, для ПА12ВС – 50 с, для П68ВС – 60 с.

З підвищенням навантаження на вузол тертя різко підвищується температура у зоні тертя. На поверхні з'являється свого роду тепловий пограничний шар. У ньому матриця має підвищену пластичність, на окремих ділянках фактичного контакту спостерігаються місцеві оплавлення, що переходять при певних умовах у загальне оплавлення поверхні тертя. У цьому випадку знос напрямую пов'язаний з температурою у зоні тертя.

Щоб запобігти таким негативним явищам доцільним є використання ультразвуку при переробці склонаповнених поліамідних композицій у готові вироби або при нанесенні тонкошарових покриттів у процесі відновлення підшипників ковзання.

За цією технологією відновлені підшипники ковзання жаток збиральних машин. Досвід їх експлуатації показав, що вказаним способом можна відновлювати підшипники ковзання вузлів тертя й інших сільськогосподарських машин

## Список літератури

1. Зиновьев Е.В., Левин А.Л., Бородулин М.М. и др. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник – М.: Машиностроение, 1980. – 208 с.

В статье изложены результаты исследования влияния ультразвуковых колебаний на физико-механические свойства стеклонаполненных полиамидных композиций. Определены оптимальные параметры озвучивания тонкослойных композиционных покрытий подшипников скольжения в процессе их восстановления, при которых температура в зоне трения будет минимальной.

The research results concerning the influence of ultrasonic vibration on physical-mechanical properties of glass-replete polyamide compositions are stated in the article. The optimum parameters of slide bearings' thin-layer composite surfaces insonification causing minimal temperature in friction zone in the process of their reclamation are determined.

## Оцінка впливу автомобільного транспорту на якість повітряного середовища Кіровоградщини

В статті описані закономірності формування якості атмосферного повітря в містах та розроблений комплексний підхід і показники для оцінки екологічності відпрацьованих газів будь-яких автомобільних двигунів.

**повітря, двигуни, відпрацьовані гази, картерні гази, паливні випаровування**

У цей час зменшення забруднення атмосферного повітря токсичними речовинами, які виділяються промисловими підприємствами й автомобільним транспортом, є однією з найважливіших проблем, що стоять перед людством. Забруднення повітря впливає на людину й навколишнє середовище. Матеріальний збиток, викликаний забрудненням повітря, важко оцінити, однак навіть за неповними даними досить великий. Автомобіль не розкіш, а засіб пересування. Без автомобіля в цей час немислиме існування людства. При інтенсивній урбанізації й зростанні мегаполісів автомобільний транспорт став самим несприятливим екологічним фактором в охороні здоров'я людини й природного середовища в місті. Таким чином, автомобіль стає конкурентом людини за життєвий простір.

За останні десятиліття людство остаточно переконалося, що першим винуватцем забруднення атмосферного повітря - одного з основних джерел життя на нашій Планеті, є дітище науково-технічного прогресу - автомобіль. Автомобіль, поглинаючи настільки необхідний для протікання життя кисень, разом з тим інтенсивно забруднює повітряне середовище токсичними компонентами, що нанесе відчутну шкоду всьому живому й неживому. Внесок у забруднення навколишнього середовища, в основному атмосфери становить - 60 – 90 %.

До основних токсичних викидів автомобіля відносяться: відпрацьовані гази (ВГ), картерні гази й паливні випаровування. Відпрацьовані гази, що викидаються двигуном, містять окис вуглецю (С), вуглеводні ( $C_xH_y$ ), окисли азоту ( $NO_x$ ), бенз(о)пірен, альдегіди й сажу. Картерні гази – це суміш частини відпрацьованих газів, що проникли через нещільності поршневих кілець у картер двигуна, з парами моторного масла. Паливні випари надходять у навколишнє середовище із системи живлення двигуна: стиків, шлангів і т.д. Розподіл основних компонентів викидів у карбюраторного двигуна наступне: відпрацьовані гази містять 95 % CO, 55 %  $C_xH_y$  і 98 %  $NO_x$ , картерні гази по – 5 %  $C_xH_y$ , 2 %  $NO_x$ , а паливні випари - до 40 %  $C_xH_y$ .

Разом з тим, відбувався бурхливий розвиток автомобільного транспорту, що призвів до диспропорції між темпами росту автомобілів і обсягом дорожнього будівництва. Відсутність сучасної розширеної проїжджої частини в місті призводить до перенавантаження і збільшення транспортного потоку (в районі обласної лікарні, Критого ринку та в центральній частині) міста Кіровограда. Так, зараз на частку автомобільного транспорту Кіровоградської області припадає 40-45 % всіх антропогенних забруднень атмосфери, а в місті Кіровограді вони становлять 40 %, Олександрії -20 %, Світловодську - 10 %, Знам'янці - 5,0 %, Новоукраїнці - 2,9 %, Долинці – 2,2 %, Гайвороні – 2,1, Новомиргороді – 2,0%, Малій Висці – 1,8 %, Бобринці

– 1,7, Ульяновці – 1,6 %. Кількість викидів відпрацьованих газів (ВГ) від автомобілів у містах Кіровоградської області представлено в таблиці 1.

Таблиця 1 - Кількість викидів від автотранспортних підприємств міст області в 2007 р.

Міста	Всього, тис.т	СО, тис.т	NO <sub>x</sub> , тис.т	СН, тис.т
Кіровоград	105,2	70,2	17,5	17,6
Олександрія	54,9	36,6	9,1	9,2
Світловодськ	30,4	20,3	5,0	5,1
Знам'янка	16,2	10,8	2,7	2,7
Новоукраїнка	8,1	5,4	1,3	1,4
Долинське	6,5	4,3	1,1	1,1
Гайворон	5,9	3,9	1,0	1,0
Новомиргород	4,7	3,1	0,8	0,8
Мала Виска	3,3	2,2	0,5	0,6
Бобринець	2,4	1,6	0,4	0,4
Ульянівка	1,5	1,0	0,2	0,3

Вміст токсичних викидів у відпрацьованих газах двигунів внутрішнього згоряння представлена в табл. 2.

Таблиця 2 - Вміст токсичних викидів у відпрацьованих газах двигунів

Компоненти	Частка токсичного компонента в ВГ ДВЗ			
	Карбюраторні		Дизельні	
	%	на 1000л палива, кг	%	на 1000л палива, кг
СО	0, 5-12,0	до 200	0, 01-0,5	до 25
NO <sub>x</sub>	до 0,8	20	до 0,5	36
С <sub>x</sub> Н <sub>y</sub>	0,2 – 3,0	25	0, 009-0,5	8
Бенз(о)пірен	-	до 10 мкг/м <sup>3</sup>	-	-
Альдегіди	до 0,2мг/л	-	0, 001-0,09мг/л	-
Сажа	до 0,04 г/м <sup>3</sup>	1	0, 01-1,1г/м <sup>3</sup>	3

Аналіз критеріїв і параметрів, що описують екологічний стан повітряного середовища, показує, що існує можливість системного аналізу даних по якості й стану повітряного середовища.

В основі такої системи можуть перебувати ряд параметрів, використовуваних для характеристики антропогенного впливу автомобіля на середовище:

- категорія небезпеки джерела (підприємства або автомобілів), що враховує сумарну масу викидів шкідливих речовин в атмосферу, наведену до одного класу небезпеки;

- категорія небезпеки речовини, що викидається джерелом в атмосферу міста (КНР).

Категорія небезпеки автомобільного транспорту (КНА, м<sup>3</sup>/с) визначається через масові характеристики викидів в атмосферу:

$$KHM = \sum_i^n \left( \frac{M_i}{ПДК_i} \right)^\lambda = \sum_i^n KHP,$$

де  $M_i$  - кількість викидів  $i$ -тої домішки в атмосферу, г/с;

$ПДК_i$  - середньодобова ПДК  $i$ -тої речовини в атмосфері населеного пункту, мг/м<sup>3</sup>;

$n$  - кількість небезпечних домішок у вихлопних газах;

$\lambda$  - безрозмірний коефіцієнт, що дозволяє співвіднести ступінь шкідливості  $i$ -тої речовини з шкідливістю діоксиду сірки (III клас безпеки). Значення для токсикантів 1, 2, 3 і 4 класів безпеки відповідно рівні 1,7; 1,3; 1,0 і 0,9.

Отже категорія безпеки джерела в передбачуваному вигляді може характеризувати атмосферу території (міста), на якій експлуатуються автомобілі. Розрахуємо категорію безпеки автомобільного транспорту в містах Кіровоградської області (таблиця 3).

Таблиця 3 - Категорія безпеки автомобільного транспорту для міст Кіровоградської області

Місто	Небезпека автомобільного транспорту		Категорія безпеки речовин, м <sup>3</sup> /с		
	КНА, м <sup>3</sup> /с	%	СО	NO <sub>x</sub>	СН
Кіровоград	9,97·10 <sup>6</sup>	54,33	0,5·10 <sup>6</sup>	9,1·10 <sup>6</sup>	0,37·10 <sup>6</sup>
Олександрія	3,28·10 <sup>6</sup>	17,87	0,37·10 <sup>6</sup>	2,8·10 <sup>6</sup>	0,11·10 <sup>6</sup>
Світловодськ	1,9·10 <sup>6</sup>	10,35	0,2·10 <sup>6</sup>	1,6·10 <sup>6</sup>	0,1·10 <sup>6</sup>
Знам'янка	1,35·10 <sup>6</sup>	7,36	0,12·10 <sup>6</sup>	1,2·10 <sup>6</sup>	0,03·10 <sup>6</sup>
Новоукраїнка	0,705·10 <sup>6</sup>	3,84	0,07·10 <sup>6</sup>	0,6·10 <sup>6</sup>	0,035·10 <sup>6</sup>
Долинське	0,494·10 <sup>6</sup>	2,7	0,05·10 <sup>6</sup>	0,4·10 <sup>6</sup>	0,044·10 <sup>6</sup>
Гайворон	0,3·10 <sup>6</sup>	1,63	0,03·10 <sup>6</sup>	0,24·10 <sup>6</sup>	0,03·10 <sup>6</sup>
Новомиргород	0,132·10 <sup>6</sup>	0,72	0,022·10 <sup>6</sup>	0,1·10 <sup>6</sup>	0,01·10 <sup>6</sup>
Бобринець	0,1·10 <sup>6</sup>	0,55	0,01·10 <sup>6</sup>	0,082·10 <sup>6</sup>	0,008·10 <sup>6</sup>
Мала Виска	0,072·10 <sup>6</sup>	0,39	0,007·10 <sup>6</sup>	0,06·10 <sup>6</sup>	0,005·10 <sup>6</sup>
Ульянівка	0,048·10 <sup>6</sup>	0,26	0,005·10 <sup>6</sup>	0,04·10 <sup>6</sup>	0,003·10 <sup>6</sup>

Тобто, більше 50 % токсичних викидів автомобілі роблять у м. Кіровограді, далі в ряді розташовуються м. Олександрія (17 %), Світловодськ 10 % і ін. (23 %). Самою небезпечною домішкою ОГ автомобілів варто вважати оксиди азоту, частка яких з урахуванням токсичності викидів становить близько 90 %.

Таким чином, підтверджується наявність загрози для стану здоров'я населення при впливі токсичних газових компонентів, що викидаються, в атмосферу транспортними засобами.

Враховуючи, що автомобільний транспорт формує забруднення не через потужність викидів від кожного автомобіля, а являється сумою викидів багатьох транспортних джерел, його категорію безпеки варто представити у вигляді:

$$KOA = \sum_i^n KOA_i,$$

де  $KOA$  - категорія безпеки окремого автомобіля, м<sup>3</sup>/с;

$n$  - кількість автомобілів у місті.

Отже для оцінки впливу автотранспорту на повітряне середовище варто оцінити динаміку росту чисельності автомобілів як на території Кіровоградської області, так і на території міст окремо (рис. 1).

З результатів аналізу, наведеної динаміки росту кількості автомобілів слідє, що має місце пріоритетний приріст числа легкових автомобілів (на 37 %). Кількість інших типів автомобілів залишалася стабільним, а їхня питома вага в загальній структурі знизилася з 24,2 % до 20,8 %. При цьому, повинна була змінитися й структура викидів газів, що відходять, від джерел на території.

У таблиці 4 наведена динаміка викидів ВГ у м. Кіровограді від автотранспорту й стаціонарних джерел автотранспортних підприємств.

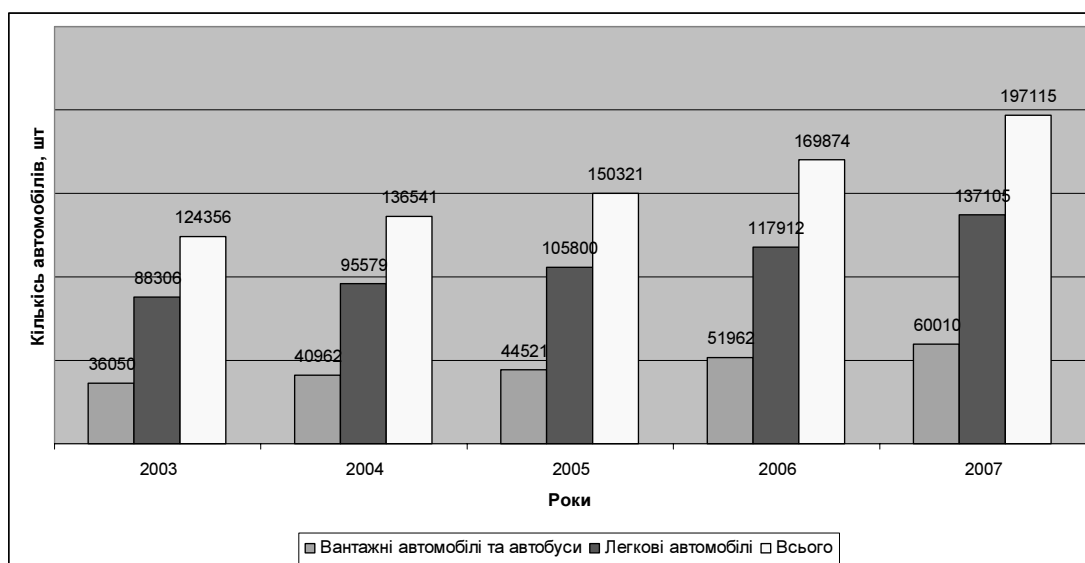


Рисунок 1 - Динаміка зміни кількості автомобілів у місті Кіровограді (2003-2007 роки)

Таблиця 4 - Структура викидів ВГ в атмосферу від автотранспорту й стаціонарних джерел у м. Кіровограді

Величина викидів	2003		2007	
	тон	%	тон	%
Від автотранспорту	185354,1	73,2	191002,1	76,1
в тому числі від індивідуального	72569,9	39,1	99420,5	47,9
Від стаціонарних джерел автопідприємства	68025,0	26,8	60140,0	23,9
Сумарна (від всіх джерел)	253379,0	100	251142,1	100

Як видно з таблиці 3, у зв'язку з впровадженням природоохоронних заходів знижуються викиди від стаціонарних джерел автопідприємств, але відзначається збільшення питомої ваги викидів від автотранспорту, що виріс до 76,1 % від сумарної величини. Причому, викиди від особистих автомобілів збільшилися в 1,22 рази. Разом з тим, дані державної звітної форми "повітря" по м. Кіровограду не враховують викиди від індивідуального автотранспорту, які приїжджають до міста, що занижує офіційні дані про сумарний викид в атмосферу міста в 1,36 рази.

Відомо, що кожний автомобіль щорічно викидає в повітря 1 кг свинцю. Таким чином, орієнтовна величина викиду цього поллютанту склала 107,4 тонн/рік, що в 2,8 тисяч разів вище, ніж від стаціонарних джерел.

Збільшення загального автомобільного парку дає приріст викидів ВГ, що впливає на забруднення даної території. Контроль за вмістом поллютантів в атмосферному повітрі й ґрунті в зоні впливу автомагістралей міста, з урахуванням інтенсивності руху показав, що середня інтенсивність транспортного потоку на контрольованих вулицях становить  $700 \pm 100$  одиниць у годину, максимальних 1500 одиниць у годину, а питома вага вулиць шкідливих по пилогазовим факторам становить 71,1 %.

Статистично значимі кореляційні зв'язки встановлені для вмісту в повітрі оксидів азоту із числом зареєстрованого автотранспорту ( $r=0,71$ ,  $p<0,04$ ). Залежними від кількості вантажного транспорту являється концентрація пилу, бензопірену.

Аналіз якості атмосфери в місті Кіровограді показав, що основними компонентами є свинець, діоксиду азоту й тверді частки (таблиця 5).

Таблиця 5 - Характеристика якості атмосфери

Поллютант	Кратність перевищення ПДК ( $K^i \pm \epsilon$ ) 2003 р	Кратність перевищення ПДК ( $K^i \pm \epsilon$ ) 2008 р	Приріст (%) 2003/2008 роки
Свинець	0,85±0,1	0,97±0,1	+13 %
Діоксид азоту	1,3±0,03	1,65±0,05	+21,2 %
Тверді частинки	1,15±0,02	1,26±0,02	+8,8 %
Оксид вуглецю	0,45±0,01	0,46±0,01	+2 %
К сум (3)	3,75	4,34	+13,6
Примітка $p<0,04$			

Отже відзначається ріст забруднення повітря в районі автомобільних доріг по більшості показників, що характеризують викиди автотранспорту. Концентрації діоксиду азоту, твердих часток і свинцю перевищують ПДК. За цей період збільшилася концентрація свинцю в ґрунті з 20,81 мг/кг до 25,03 мг/кг ( $p<0,04$ ).

Таким чином, якісно й кількісно підтверджується підвищення небезпечного впливу ВГ автотранспорту на стан здоров'я населення, а також на флору й фауну промислово розвинених міст Кіровоградщини.

## Список літератури

1. В.В. Амбарцумян, В.Б. Носов, В. И. Тагасов. Экологическая безопасность автомобильного транспорта. – М.: ООО Издательство «Научтехлитиздат», 1999.
2. Луканин В.Н., Буслаев А.П., Трофименко Ю.В и др. Автотранспортные потоки и окружающая среда: Учебное пособие для вузов. М.: ИНФРА-М.: 1998. – 408 с.

В статье описаны закономерности формирования качества атмосферного воздуха в городах. Разработан комплексный подход и показатели для оценки экологичности отработанных газов автомобильных двигателей.

In the article conformities to law of forming of quality of atmospheric air are described in cities. Complex approach and indexes is developed for the estimation of ecology of exhaust gases of motor-car engines.

**О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, Д.І. Петренко, інж.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Результати експериментальних досліджень роботи пруткового барабану відцентрово-пневматичного сепаратора зерна

У роботі наведені результати експериментальних досліджень процесу очищення зерна відцентрово-пневматичним сепаратором.

**відцентрово-пневматична машина, експериментальні дослідження, прутковий барабан**

Необхідність своєчасної та високоефективної післязбиральної обробки отриманого врожаю обумовлює створення високопродуктивних зерноочисних машин, технологічний процес роботи яких здатний забезпечити встановлені стандартом кондиції по чистоті зернового матеріалу. Один із найбільш поширених способів очищення зернового матеріалу – повітряна сепарація, при якій використовуються такі показники подільності як вага, щільність, шпаруватість, коефіцієнт парусності. Однією з переваг повітряного очищення є можливість розділити сільськогосподарські культури різних розмірів та досягти виділення із зерна основної культури домішок з ідентичними геометричними параметрами.

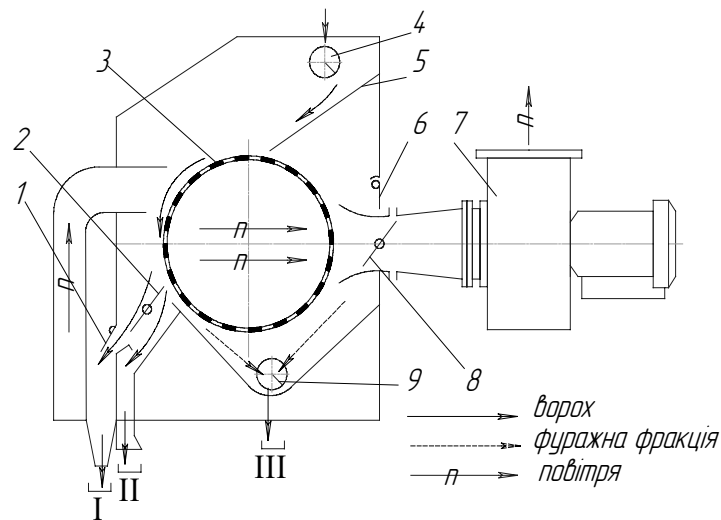
Вдосконалення повітряного очищення можна звести, в основному, до трьох напрямків: покращення структури повітряного потоку; збільшення часу перебування зернової маси у повітряному потоці; покращення умов проходження повітряних струменів крізь зерновий матеріал.

Одним з перспективних напрямів вдосконалення повітряної сепарації є застосування повітряного потоку у поєднанні з дією на матеріал інерційних сил. Вказаний напрямок був розглянутий дослідниками І.П. Безручкіним, Е.Г. Баженовим, В.В. Поповим. Ними була запропонована конструкція відцентрово-пневматичного сепаратора ЗАВ-40.02.000 (рис.1), в якому зроблена спроба інтенсифікації процесу пневмосепарації шляхом використання сумісної дії на зерновий матеріал відцентрових сил інерції та аеродинамічної сили [1, 2].

Сепаратор працює наступним чином. Зерновий матеріал завантажується в приймальний бункер, звідки механізмом подачі 4 по скатній дошці 5 подається до сітчастого барабану 3. При його обертанні основний зерновий матеріал під дією відцентрової інерційної сили відлітає в приймальник I очищеного зерна, а легкі і дрібні домішки присмоктуються повітряним потоком до сітчастого барабана і виносяться в приймальну камеру відходів. Тут відбувається вирівнювання тиску з внутрішньої і зовнішньої сторін сітчастої поверхні барабана. Під дією сил тяжіння і інерційних сил виділена фракція сходить з барабана і видаляється шнеком за межі сепаратора.

Виділимо основні недоліки даного сепаратора. В зв'язку з наявністю поперечних перетинків сітчастої поверхні барабану має місце підстрибування зернового матеріалу при русі з ковзанням по його поверхні. Це призводить до нерівномірної дії на частки матеріалу відцентрової та аеродинамічної сил, тобто процес сепарації проходить нестабільно.

Іншим недоліком конструкції сепаратора є зростання опору сітчастого барабану при збільшенні частоти обертання, що призводить до зменшення швидкості повітряного потоку і, відповідно, зменшення ефективності очищення.



1-заслінка; 2-дільник; 3-сітчастий барабан; 4-механізм подачі; 5-скатна дошка; 6-заслінка стабілізатора; 7-вентилятор; 8-регульовальна заслінка; 9-шнек відходів; I, II, III – виходи фракцій

Рисунок 1 - Схема відцентрово-пневматичного сепаратора

Нами запропоновано замінити сітчастий барабан на циліндричний барабан із прутковою поверхнею [3, 4], що дозволить зменшити його аеродинамічний опір а також буде сприяти орієнтації зерна вздовж отворів (рис.2).

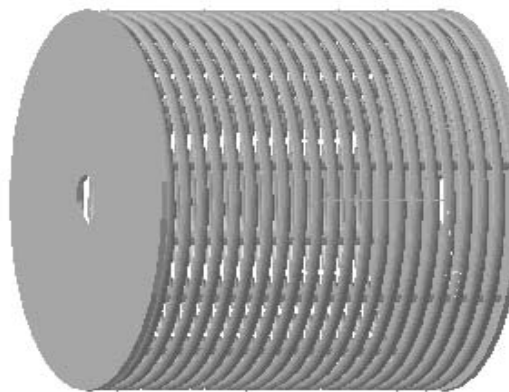


Рисунок 2 - Циліндричний барабан із прутковою поверхнею

З метою перевірки гіпотези на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету була виготовлена експериментальна установка (рис.3) та проведені експериментальні дослідження.

Умови проведення дослідів.

В якості вихідного матеріалу використовувалася пшениця з бункера комбайна. Засміченість легкими домішками становила 11 %, вологість 18 %. Діаметр циліндричного барабану з прутковою поверхнею – 150 мм, ширина – 110 мм. Швидкість повітря у каналі – 12...16 м/с.



Рисунок 3 – Експериментальна установка

Досліди по визначенню якісних показників роботи сепаратора проводили за трьох змінних параметрів: подачі матеріалу ( $q_B$ ), частоти обертання циліндричного барабану ( $n$ ) і швидкості повітря в сепаруючому каналі ( $V$ ).

Критеріями ефективності очищення матеріалу було вибрано кількість повноцінного зерна у домішках та якість очищення ( $\eta$ ), яку визначали наступним чином:

$$\eta = \frac{A - B}{B} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де  $\eta$  - якість очистки, %;

$A$  - кількість виділеної повітряним потоком легкої фракції, кг;

$B$  - кількість легкого компонента у вихідному матеріалі, кг;

$B$  - вміст важкого компонента у виділеній повітряним потоком легкій фракції.

Результати експериментальних досліджень представлені графіками (рис.4–6).

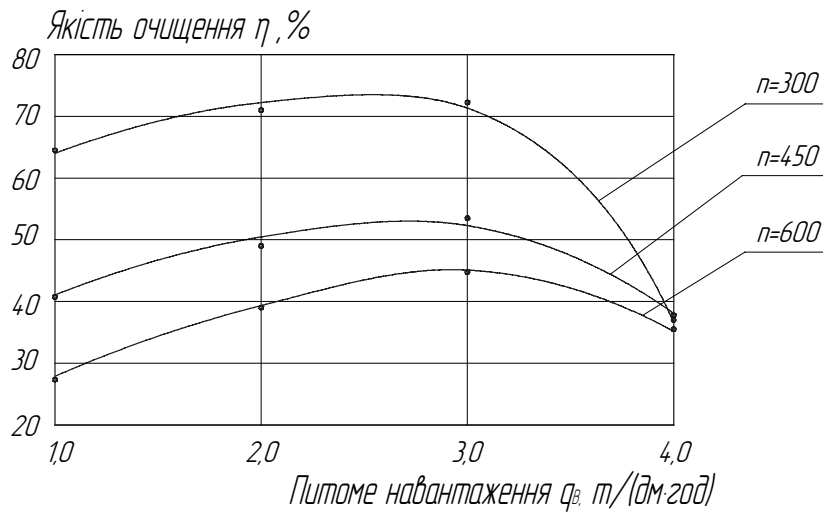


Рисунок 4 - Графік залежності якості очищення  $\eta$  від питомого навантаження  $q_B$  та частоти обертання циліндричного барабану  $n$ , об/хв при швидкості повітряного потоку  $V = 12$  м/с

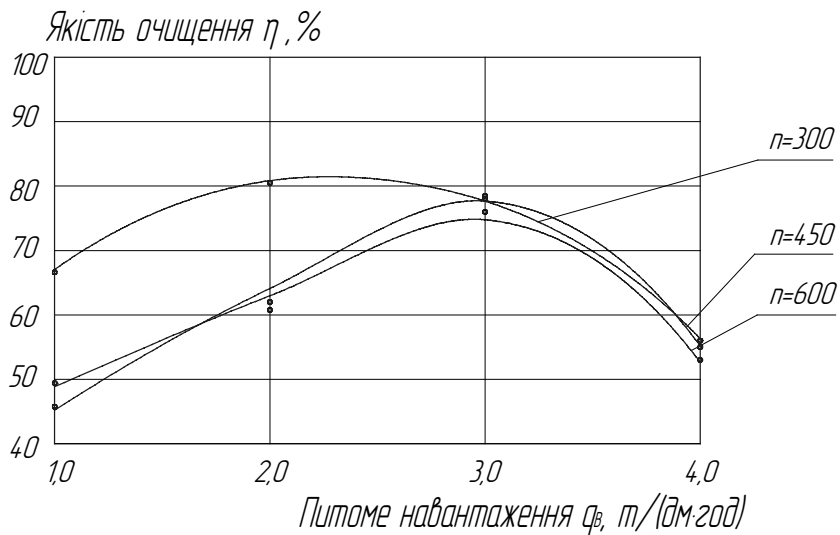


Рисунок 5 - Графік залежності якості очищення  $\eta$  від питомого навантаження  $q_B$  та частоти обертання циліндричного барабану  $n$ , об/хв при швидкості повітряного потоку  $V = 14$  м/с

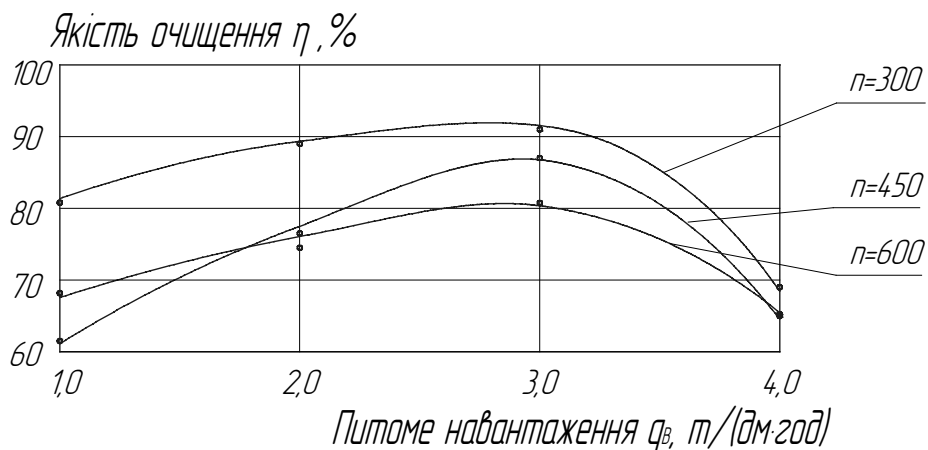


Рисунок 6 - Графік залежності якості очищення  $\eta$  від питомого навантаження  $q_B$  та частоти обертання циліндричного барабану  $n$ , об/хв при швидкості повітряного потоку  $V = 16$  м/с

Отримані графіки (рис.4–6) мають точку перегину, що вказує на наявність оптимальних режимів очищення відцентрово-пневматичним сепаратором. Збільшення якості очищення з підвищенням питомого навантаження пояснюється підвищенням рівномірності розподілу зернової маси у повітряному каналі. Зона оптимуму характеризується одношаровим рівномірним розподілом зернової маси у каналі завдяки наявності циліндричного барабану, що обертається. Подальше збільшення питомого навантаження призводить до зниження якості внаслідок збільшення кількості шарів, які надходять на поверхню циліндричного барабану.

Аналіз графіків (рис.4–6) показує, що зі збільшенням частоти обертання циліндричного барабану якість очищення погіршується. Це відбувається внаслідок зменшення часу перебування маси у повітряному каналі. В той же час, збільшення швидкості руху повітря в каналі при незмінній частоті обертання призводить до підвищення якості очищення. Це відбувається в результаті збільшення аеродинамічної сили, яка протидіє відцентровій, таким чином частки проходять довший шлях по поверхні барабану.

Кількість повноцінного зерна в домішках у всіх представлених дослідженнях знаходилась в межах агровимог і не перевищувала 2%.

Найвища якість очищення  $\eta=92\%$  забезпечується при питомому навантаженні на канал  $q_B=2,7$  т/(дм·год), швидкості повітряного потоку  $V = 16$  м/с та частоті обертання циліндричного барабану  $n = 300$  об/хв.

Результати дослідження вказують на те, що заміна сітчастого барабану відцентрово-пневматичного сепаратора ЗАВ-40.02.000 на циліндричний барабан із прутковою поверхнею дозволяє збільшити питоме навантаження зерноочисної машини без втрати якості очищення.

## Список літератури

1. И.П. Безручкин, Е.Г. Баженов, В.В. Попов. Очистка зернового материала центробежно-пневматическим сепаратором. – Исследование рабочих процессов и органов машин для уборки зерновых культур и послеуборочной обработки зерна. //Труды ВИСХОМ.-Вып.57, Москва – 1969. – С.301-320.
2. Бурков А.И., Сычугон Н.П. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание. – Киров: НИИСХ Северо-Востока, 2000.-261с.
3. Відцентрово-пневматичний сепаратор / О.М.Васильковський, Д.І.Петренко.- Пат. 24546 U Україна, МПК В 07 В 4/00 (Україна).- №24546; Заявл. 18.12.06; Опубл. 10.07.2007.- Бюл. 10.
4. 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 представлены результаты экспериментальных исследований процесса очистки зерна центробежно-пневматическим сепаратором.

In work brought the results of experimental studies process a separate of grain by a centrifugal-pneumatic separator.

О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук,  
В.І. Гуцул, доц., канд. фіз.-мат. наук, Д.С. Савченко, асп.  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Результати експериментальних досліджень якості роботи дискових очисників лап парових культиваторів

Стаття присвячена дослідженню взаємодії стебел кукурудзи з дисковими очисниками стояків лап парових культиваторів.

**дисковий очисник, ніж, культиватор, грабельний ефект**

Обробіток ґрунту є одним з найбільш енергоємних процесів в системі вирощування сільськогосподарських культур. Сучасні технології передбачають основний обробіток ґрунту переважно безполицевими знаряддями. Такі агрегати знайшли широке застосування у багатьох країнах світу, адже за своїми характеристиками вони високопродуктивні і можуть виконувати підготовку поля до сівби за один прохід, що дозволяє економити час та витрати паливно – мастильних матеріалів.

Не зважаючи на високі показники роботи, безполицеві знаряддя мають схильність до забивання рослинними рештками, які по мірі роботи агрегату накопичуються між стояками лап та утворюють «грабельний ефект» [1]. Зважаючи на це, нормальна робота агрегату ускладнюється, виникає необхідність зупинити агрегат та проводити чищення робочих органів вручну. Вказане явище особливо має місце на полях, де попередниками сівозміни були грубостеблові культури. Таким чином грабельний ефект знижує ефективність застосування безполицевих засобів обробітку ґрунту.

Для вирішення питання усунення грабельного ефекту під час роботи безполицевих агрегатів професором Сисоліним П.В. запропоновано пристрій, який встановлюється попереду стояків лап і складається з активних елементів – вирізних дисків. На наш погляд застосування такого пристрою є ефективним рішенням, оскільки дає змогу вирішити декілька питань одразу.

Попередні експериментальні дослідження визначили, що на якість різання впливатимуть відстань між вирізними дисками  $L_d$  (рис. 1) та величина перекриття дисками леза ножа  $L_3$ . Крім того встановлено, що при збільшенні відстані між дисками, якість різання зменшується. Для перерізання стебел сухої кукурудзи (рис. 3) відстань між дисками  $L_d$  складає 16 мм при перекритті леза ножа  $L_3 \geq 4$  мм.

Отже, метою проведення наступних експериментальних досліджень є визначення закономірностей змін конструктивних параметрів очисника  $L_d$  - відстані між вирізними дисками та  $L_3$  - величини перекриття дисками леза ножа, при перерізання вологих стебел грубостеблових культур.

Для проведення досліджень використовувалась експериментальна установка (рис. 2; 2а), яка має наступні параметри: кут заточки ножа  $2\beta = 10^0$  град, товщина ножа  $L_{\text{нож}} = 3$  мм, діаметр вирізного диска  $D_{\text{диск}} = 150$  мм, товщина вирізного диска  $T_{\text{диск}} = 3,5$  мм, кількість зубців вирізного диска  $N_{\text{зуб}} = 16$  шт, крок зубів  $K_{\text{зуб}} = 29$  мм, висота зубів  $H_3 = 14$  мм, частота обертів дисків  $n_{\text{об}} = 260$  об/хв.

Досліди проводили на стеблах кукурудзи вологістю  $W = 80\%$ . Якість різання визначали як відношення глибини перерізу до діаметра зразка:

$$P = \frac{L_p}{D_c} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де  $P$  – якість різання, %;

$D_c$  – діаметр дослідного матеріалу, мм;

$L_p$  – глибина розрізу дослідного матеріалу, мм.

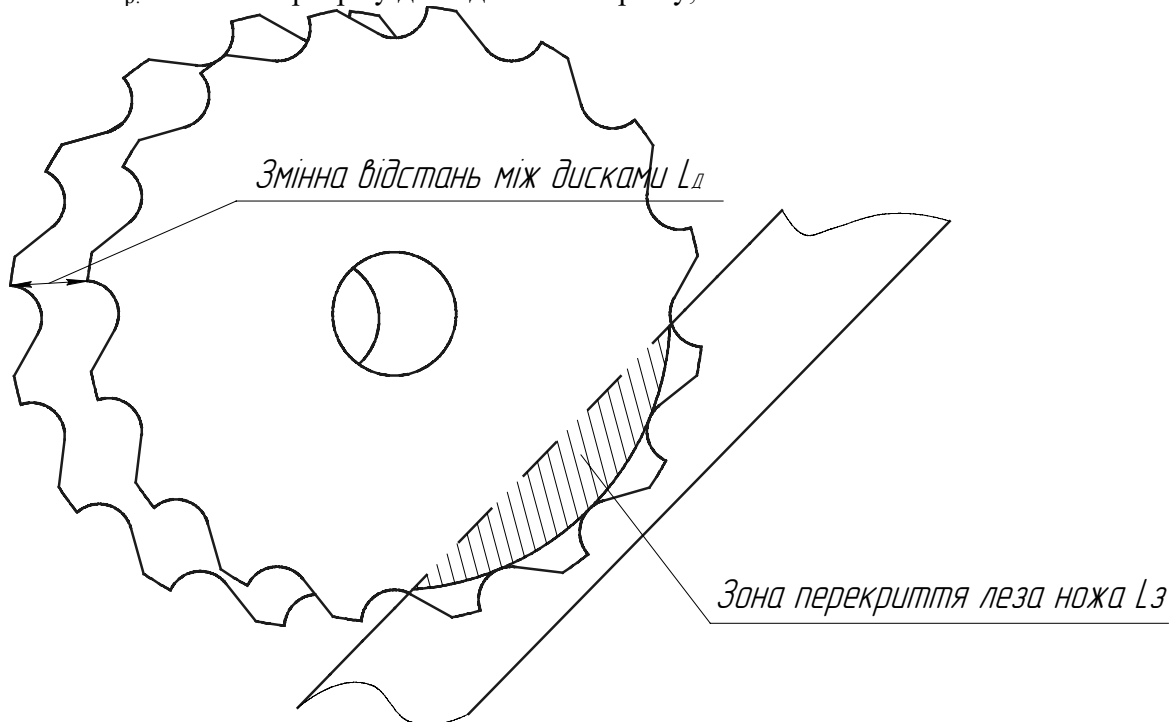
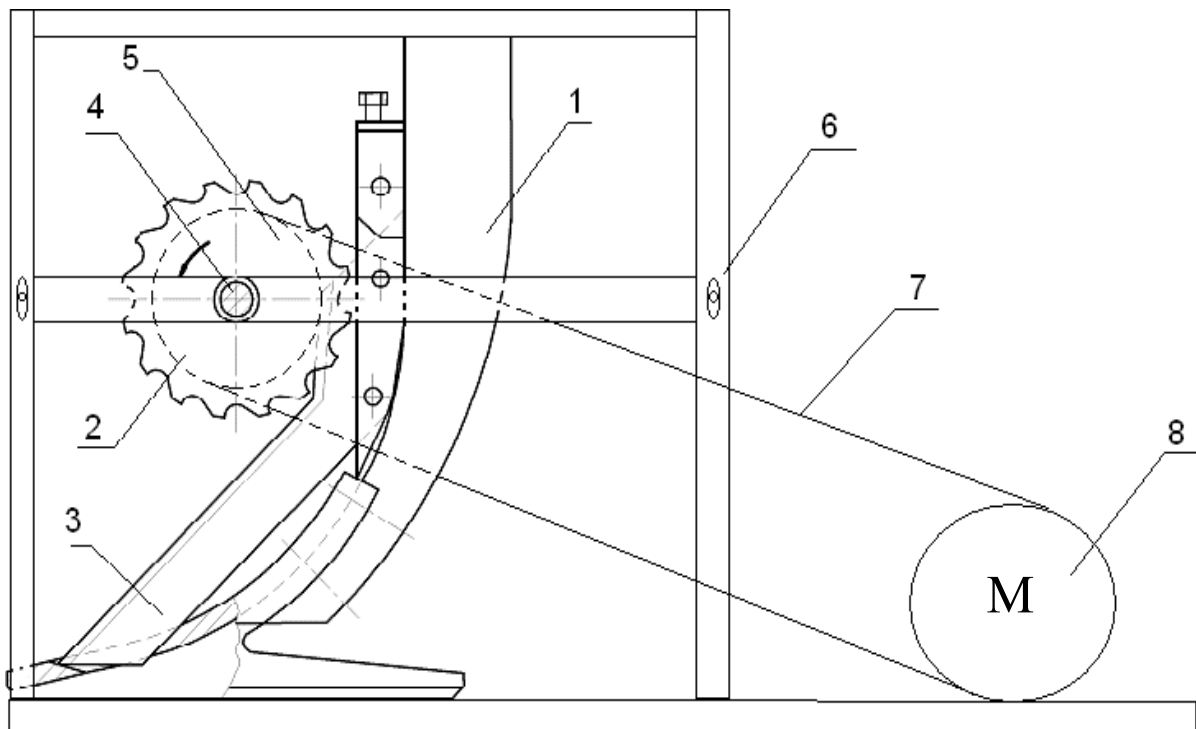
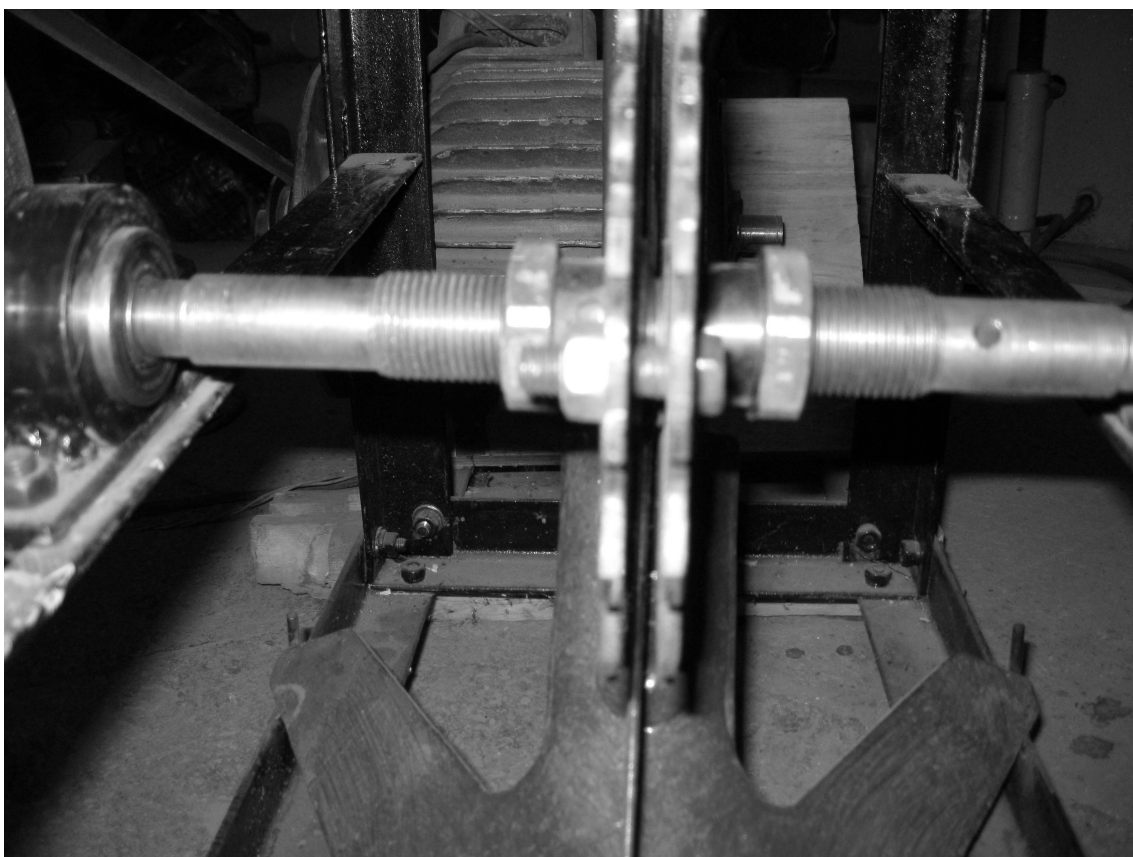


Рисунок 1 - Визначення відстані між вирізними дисками та плоским ножом

В результаті встановлено, що перерізання стебел при відстані між дисками  $L_d = 16$  мм та перекритті леза ножа  $L_3 \geq 4$  мм не відбувається, оскільки вологі стебла мають більш гнучку структуру. Крім того, збільшення величини перекриття дисками леза ножа  $L_3$  до 5 мм, та 6 мм призводить до забивання дослідного зразка між дисками очисника (рис. 1). Враховуючи отримані результати експерименту та спираючись на закономірності з попередніх досліджень, нами зроблено припущення, що для підвищення якості перерізання стебел необхідно зменшити відстань між дисками  $L_d$  до величини, при якій спостерігатиметься максимальне перерізання стебел. В результаті краще перерізання стеблової маси дисковим очисником почало спостерігатись при відстані між дисками  $L_d = 8$  мм та величині перекриття леза ножа  $L_3 = 2,5 - 3$  мм. При цьому також спостерігалось зниження якості різання при збільшенні параметру  $L_3$ . Отримані результати досліджень представлено на (рис. 3).



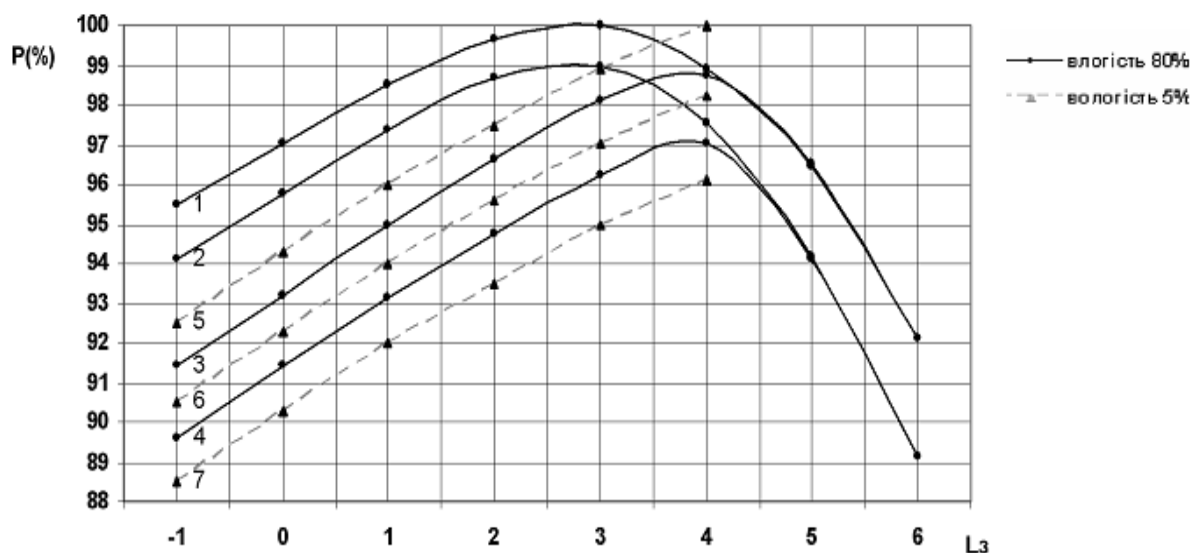
a)



б)

1 – лапа; 2 – вирізний диск; 3 – плоский ніж; 4 – вал; 5 – шків; 6 – рама;  
7 – пасова передача; 8 - електродвигун

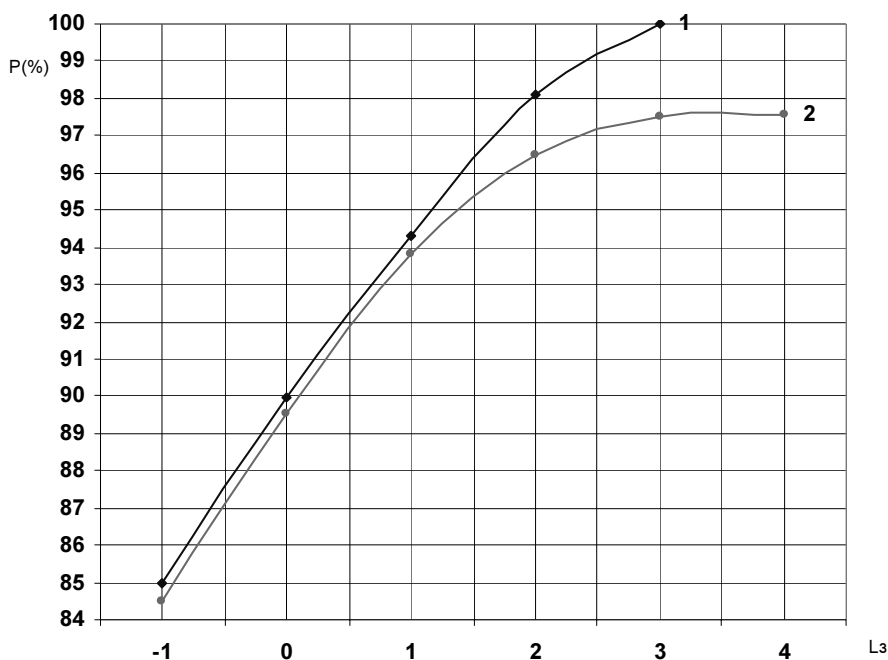
Рисунок 2 – Схема (а) і загальний вигляд (б) лабораторної установки



1 – відстань між дисками  $L_d=8\text{мм}$ ; 2 - відстань між дисками  $L_d=12\text{мм}$ ; 3 - відстань між дисками  $L_d=16\text{мм}$ ;  
 4 - відстань між дисками  $L_d=24\text{мм}$ ; 5 - відстань між дисками  $L_d=16\text{мм}$ ; 6 - відстань між дисками  $L_d=24\text{мм}$ ;  
 7 - відстань між дисками  $L_d=32\text{мм}$

Рисунок 3 - Графічні залежності якості різання (P) кукурудзи від величини перекриття леза ножа ( $L_z$ ) та відстані між вирізними дисками ( $L_d$ )

Крім того, нами проведено аналогічні експериментальні дослідження на стеблах соняшника, вологість стебел якого знаходиться в межах  $W = 55 - 65\%$ . В результаті встановлено, що краще перерізання зазначених стебел відбувалося при аналогічних значеннях параметрів очисника, що і при роботі з стеблами кукурудзи (рис. 4).



1 – відстань між дисками  $L_d=8\text{мм}$ ; 2 – відстань між дисками  $L_d=12\text{мм}$ .

Рисунок 4 - Графічні залежності якості різання (P) соняшника  $W \approx 65 - 75\%$  від величини перекриття леза ножа ( $L_z$ ) та відстані між вирізними дисками ( $L_d$ )

Отже, на основі отриманих експериментальних досліджень можна зробити висновок, що на якість перерізання стебел суттєво впливатиме вологість. Для перерізання вологих зразків, необхідно зменшувати відстань між дисками. Як видно з представлених графіків (рис. 3) найкращі показники різання стебел спостерігаються коли відстань між дисками  $L_d$  складає 8мм. Крім того, зміна відстані між дисками впливатиме на величину перекриття леза ножа. При відстані між дисками  $L_d = 8$ мм перекриття леза ножа має складати  $L_3 = 2,5 - 3$ мм.

## Список літератури

1. Таранин В.И. Результаты исследования культиватора к трактору класса 8 // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1986. - №1. – С. 31-32.

Статья посвящена исследованию взаимодействия стеблей кукурузы с дисковыми очистителями стояков лап паровых культиваторов.

The article is devoted to research of co-operation of corn-stalks with the disk purifiers of chimneys of paws of steam cultivators.

**В.В. Сидоренко, проф., д-р техн. наук, К.Д. Матвеев, доц., канд. техн. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, С.І. Шмат, проф., канд. техн. наук, В.Ю. Олійникова, магістрант**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Підвищення ефективності та якості роботи дозаторів грубих і соковитих кормів

В статті приведений аналіз роботи нового вертикального транспортерного відокремлювача-дозатора, який обладнаний круглоланковим ланцюгом і гребінками з пальцями **круглоланковий ланцюг, дозатор кормів, соковиті корми, продукція тваринництва, кормова база, бітер**

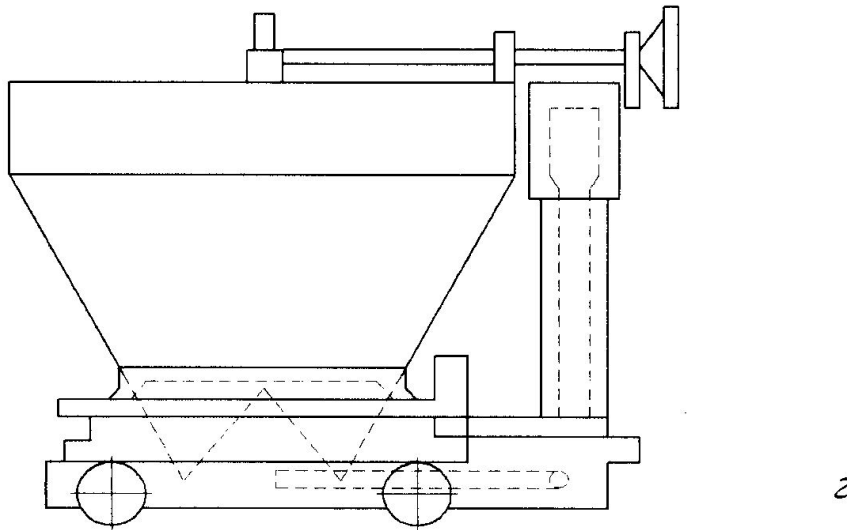
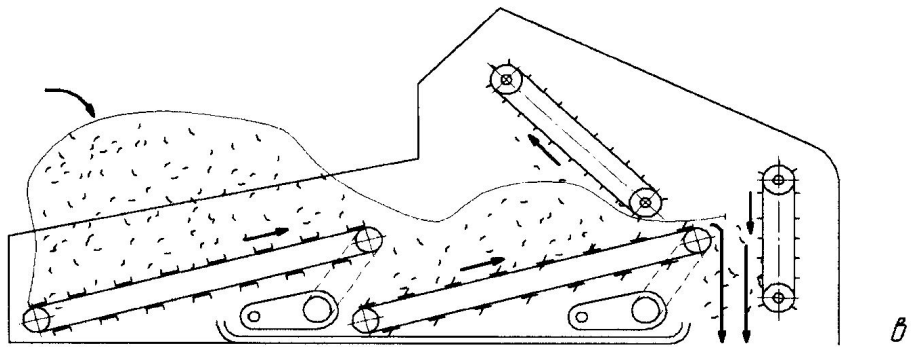
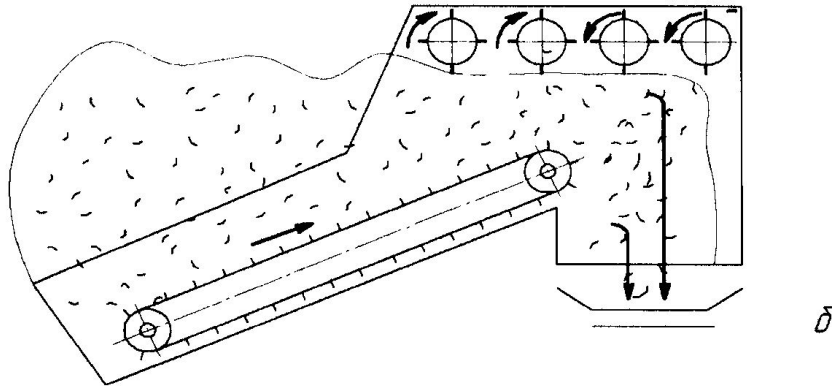
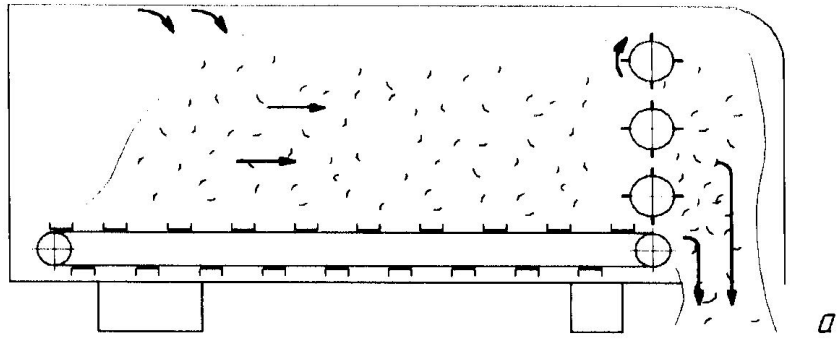
Стабільний ріст виробництва продукції тваринництва базується на випереджаючих темпах розвитку кормової бази. В кормовиробництві це стосується впровадження сучасних технологій виробництва, заготівлі різних видів якісних кормів, їх зберігання, обробка і приготування повноцінних і повнораціонних або збалансованих кормосумішей з різних компонентів і білково-вітамінних макро- і мікро добавок [1]. При застосуванні промислової інтенсивної технології виробництва продукції скотарства вдосконалюються існуючі системи годування, які направлені на розробку економічно ефективних технологій переробки кормів і приготування кормових сумішей, що відповідає сучасним технологічним вимогам та особливостям фізіології годування тварин, збільшує використання соломи у раціонах і дозволяє довести потенціальні можливості цих факторів до 65% продуктивності тварин [2]. Добре підготовлені корми сприяють підвищенню продуктивності тварин, поліпшують їх стан і вгодованість, зменшують витрати кормів та покращують якість продукції [3].

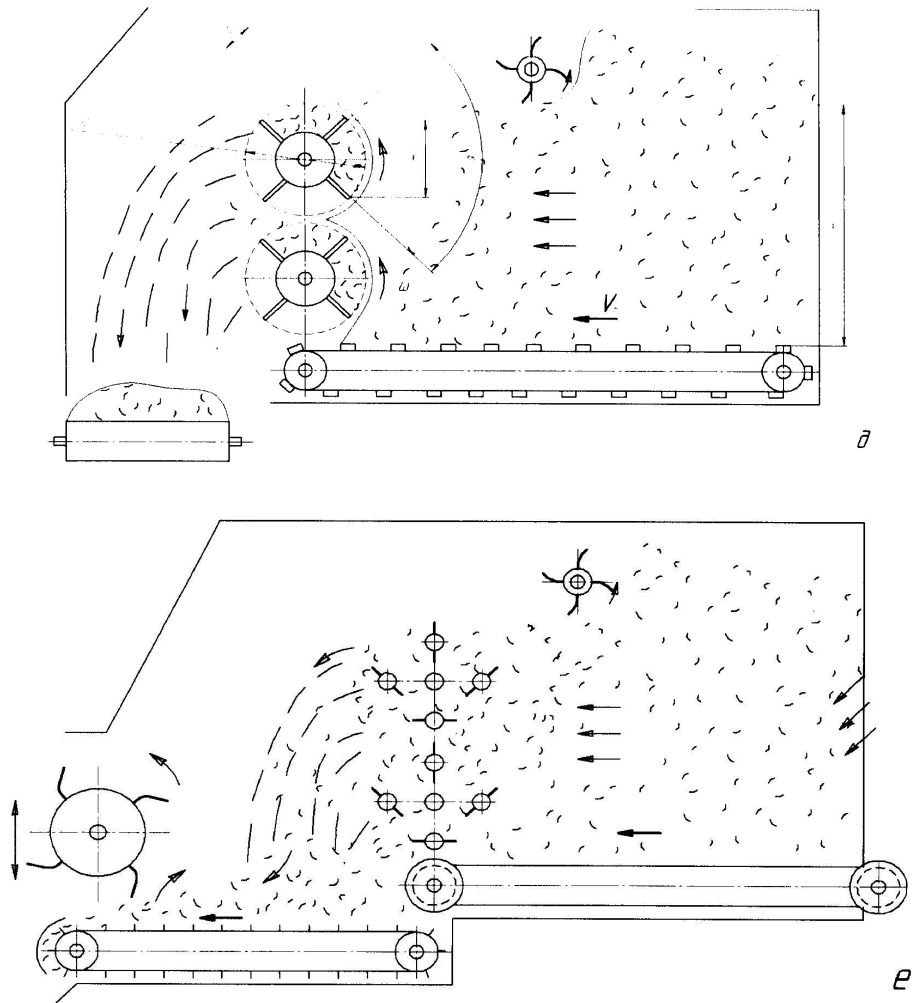
Досвід використання механізованих кормоцехів в господарствах показує, що дозування грубих, соковитих і листостебельних кормів не задовольняє зоотехнічним вимогам, обладнання має велику масу, а процеси неавтоматизовані і призводять до великих витрат і зниження ефективності та якості приготування кормів [4].

Підвищення технологічної ефективності відомих дозаторів передбачає розробку нових і удосконалення діючих технологій і дозуючих технічних засобів бункерного типу для приготування високоефективних кормових сумішей до згодовування.

За узагальненими висновками літературного огляду технічних засобів для дозованої подачі стебельних в'язких матеріалів в технологічних лініях кормоприготування найбільш широко використовуються ланцюгово-планкові бункерні живильники з транспортерними і бітерними дозуючими засобами різного конструктивного виконання. Вони відрізняються між собою робочими органами подаючих конвеєрів, конструкцією транспортерів-відокремлювачів і бітерів, їх кількістю і розташуванням, кутом нахилу транспортерних живильників до горизонту, принципом роботи і приймальною частиною (рис. 1).

Технологічний процес дозованої подачі кормів відбувається з застосуванням одно- і двоступеневої системи дозування. Аналітичний аналіз робочого процесу бункерних дозаторів з транспортерно-бітерними дозуючо-вивантажувальними засобами показує, що транспортерно-бітерний дозуючий механізм має серйозні недоліки, які обумовлені пульсуючим рухом транспортера, нерівномірністю щільності моноліту у бункері та негативними діями відцентрових сил і іншими причинами.





а, б, в, г, д – одноступеневі дозатори; е – двоступеневі бункерні дозатори, а, б, д, е – бітерні дозатори;  
г – порційні дозатори; в – транспортерні дозатори

Рисунок 1 – Технологічні схеми дозаторів стебельних подрібнених кормів

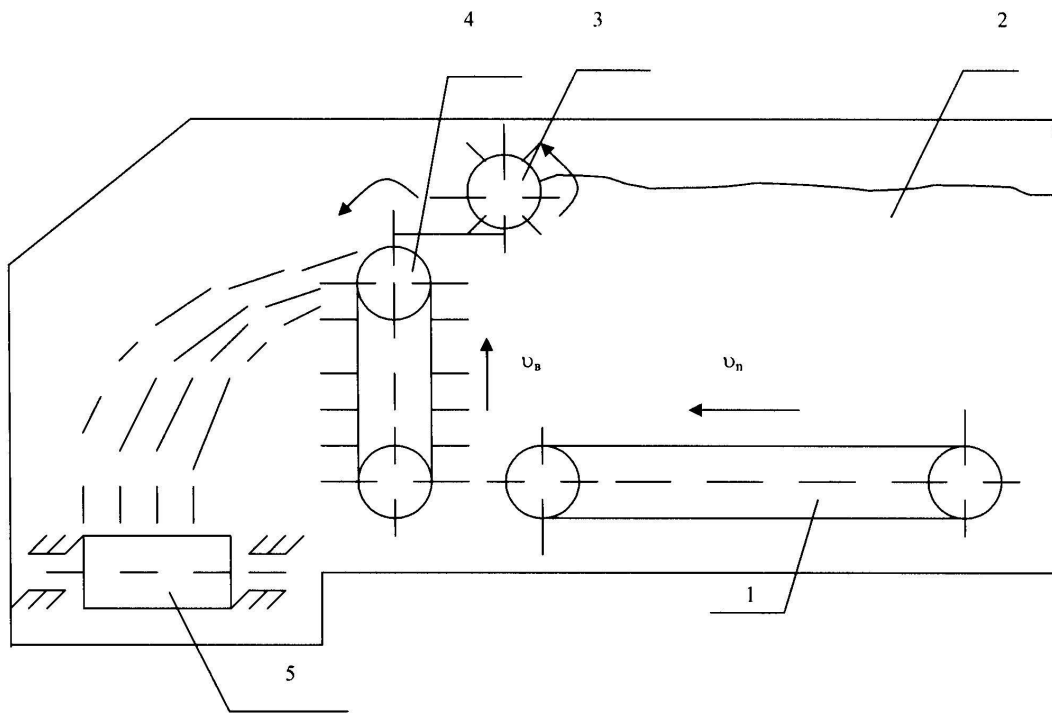
Недоліки бітерного механізму можуть бути ліквідовані, якщо обертальний рух пальців в кормовій масі замінити поступальним вертикальним рухом ланцюгового відокремлюючого транспортера, при якому підвищується якість дозування, а небажані сили інерції не будуть впливати негативно і повністю будуть виключені.

Для цього запропонована нова функціонально-технологічна схема дозуючовивантажувального відокремлюючого механізму ланцюгово-транспортерного типу на базі бункера-дозатора БДК-Ф-70-20, який обладнали ведучим і веденим валами, круглolanковими ланцюгами і гребінками з пальцями, верхнім вирівнюючим бітером, поздовжнім транспортером (перша ступінь дозування) і поперечним транспортером із зчісуючим бітерним дозатором (друга ступінь дозування), (рис. 2).

При русі ланцюгів з гребінками транспортерного кормовідокремлювача кінці пальців переміщуються за складною траєкторією (рис.3). Виготовлений новий транспортер-дозатор підтвердив його високу технологічну і економічну ефективність.

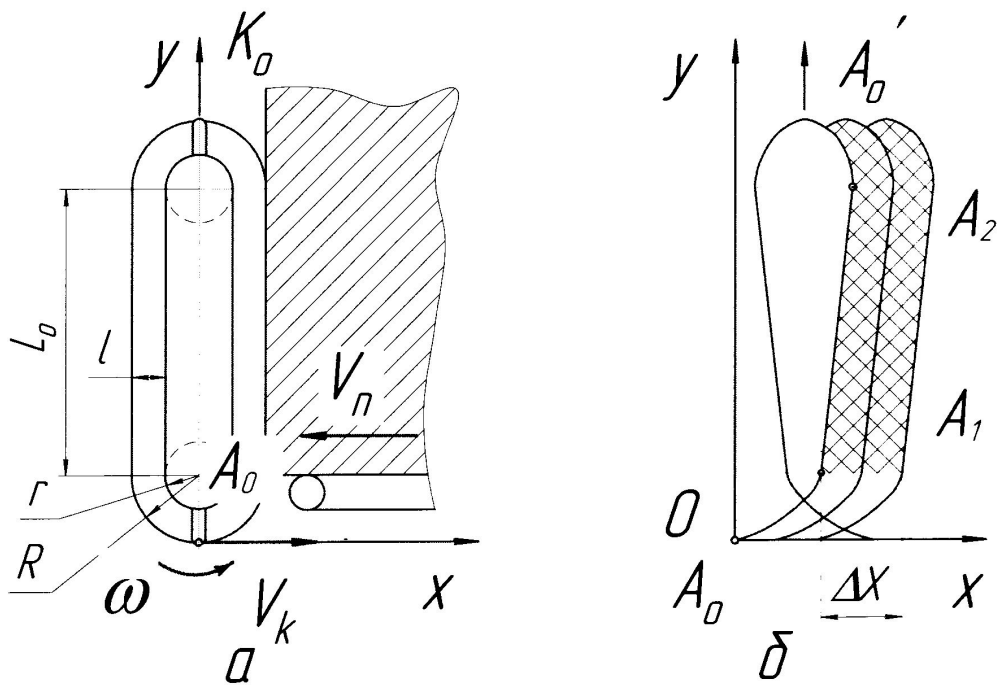
Проведене обґрунтування режимів роботи і параметрів робочих органів та випробування показали, що транспортерний відокремлювач-дозатор забезпечує кращі результати дозування кормів, які відповідають зоотехнічним вимогам по рівномірності дозування кормів. Нерівномірність одноступеневого дозування корма бітерним дозатором з радіальними пальцями коливається в межах 22-35%, вертикальним

транспортним дозатором-відокремлювачем – 8-14%, а двоступеневого дозування корма 4,5-7,5%.



1 – поздовжній транспортер; 2 – бункер-накопичувач; 3 – верхній бітер; 4 – вертикальний відокремлюючий транспортер; 5 – поперечний транспортер з зісуючим бітерним дозатором

Рисунок 2 – Функціонально-технологічна схема дозуючо-вивантажувального механізму з вертикальним ланцюгово-транспортним дозатором



а – взаємодія транспорера з кормовим монолітом; б - траєкторія руху кінця пальця гребінки

Рисунок 3 – Кінематична схема роботи кормовідокремлювача транспортерного типу

Проведені експериментальні дослідження підтвердили доцільність використання нового вертикального транспортерного відокремлювача-дозатора, який обладнаний круглоланковим ланцюгом і гребінками з пальцями.

### Список літератури

1. Кукта Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов.– М.: Агропромиздат, 1987.
2. Рыжов С.В., Степанов В.А. Состояние и перспективы развития машин и оборудования для приготовления кормов. Обзорная информация / Госагропром СССР. – М.: АгроНИИТЭМИГО, 1987.
3. Сорокина Н.С. Кормление молочных коров на крупных фермах и комплексах. – М.: ВНИИТЭИ сельхоз ВАСХНИЛ, 1979.
4. Завражнов А.И., Николаев Д.И. Механизация приготовления и хранения кормов.– М.: Агропромиздат, 1990.

В статье приведен анализ работы нового вертикального транспортерного отделителя-дозатора, который оборудованный круглозвенными цепями и гребенками с пальцами

It is given the analysis of the work of a new vertical conveyor eliminator-batcher equipped with the round section chain and the chaser with bingers.

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, М.М. Косінов, доц., канд. техн. наук,  
В.В. Амосов, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

## Обґрунтування оптимальної довжини зони заповнення вертикально-дискового висівного апарата

В статті розглянуто основні фактори, які впливають на якість заповнення чарунок висівного диска насінинами, зокрема такі, як відносна швидкість насінин по диску і довжина зони заповнення насінневої камери. За результатами експериментальних досліджень визначено оптимальну довжину зони заповнення, при якій забезпечується якісне заповнення чарунок диска насінинами.

**чарунка, насінина, відносна швидкість насінин, зона заповнення, колова швидкість висівного диска**

Аналіз теоретичних і експериментальних досліджень процесу точного висіву показує, що найбільш важливими факторами, які впливають на якість заповнення чарунок вертикально-дискового висівного апарата насінинами, є відносна швидкість насінин по диску і довжина зони заповнення насінневої камери, тобто шлях чарунок, який вони проходять під нижнім шаром насіння [1].

Траєкторія руху нижнього шару насінин по робочій поверхні висівного диска не завжди співпадає з зоною розташування чарунок по колу. Крім того, в умовах всебічного тиску, насінини, проходячи над чарункою, не завжди можуть запасти в неї, навіть якщо їх відносна швидкість буде нижче критичного значення. Тобто, не при кожній зустрічі насінини з чарункою відбувається заповнення останньої. Очевидно, що чим більше таких зустрічей, тим більше вірогідність заповнення чарунок. Кількість зустрічей чарунки з насінною  $K$  прямо пропорційна величині (довжині) зони заповнення  $R \cdot \theta$  і може бути визначена за наступною формулою

$$K = R \cdot \theta \cdot \frac{v_r}{v_o \cdot (L - r)}, \quad (1)$$

де  $v_r$  - відносна швидкість насінини по диску;

$v_o$  - колова швидкість висівного диска;

$L$  - довжина (діаметр) чарунки;

$r$  - радіус насінини.

Враховуючи позитивний вплив збільшення кількості зустрічей чарунки з насінинами, а отже, і збільшення довжини зони заповнення на якість заповнення чарунок насінинами, останню завжди намагаються вибрати максимальною, але слід враховувати, що необґрунтоване збільшення її довжини призводить до зростання габаритів і маси вертикально-дискових висівних апаратів.

Оптимальне значення величини  $K$ , а отже і довжини зони заповнення, можна обґрунтувати, використовуючи для цього категорії теорії ймовірності. При цьому процес западання насінини в чарунку слід розглядати як складну подію, яка, в свою чергу, складається з двох простих незалежних у сукупності подій: співпадання насінини з чарункою і наступного її западання в чарунку [2].

Тоді оптимальну (мінімальну) кількість зустрічей чарунки з насінинами, при якій відбудеться її заповнення, можна визначити наступним чином.

$$K = \frac{1}{P_1 \cdot P_2}, \quad (2)$$

де  $P_1$  – вірогідність того, що насінина співпаде з чарункою;

$P_2$  – вірогідність проходу насінини в чарунку.

Якщо прирівняти праві частини рівнянь (1) і (2), то можна отримати величину довжини зони заповнення, яка забезпечує оптимальну кількість зустрічей чарунки з насінинами, тобто гарантує її надійне заповнення.

$$R \cdot \theta = \frac{\vartheta_\delta \cdot (L - r)}{\vartheta_r \cdot P_1 \cdot P_2}. \quad (3)$$

Величини  $\vartheta_r$ ,  $P_1$  і  $P_2$ , які входять в рівняння (3), залежать від умов роботи висівного диска ( $\vartheta_\delta$ ), розмірів чарунок і насінини ( $L$  і  $r$ ), а також від конструкції висівного диска (наявності проточок в зоні розташування чарунок, фасок на вході насінин в чарунку і т. д.), і тому їх значення необхідно уточнювати в процесі експериментальних досліджень. Необхідно відмітити, що навіть експериментальним шляхом визначити окремо вірогідності реалізації кожної із двох простих подій: співпадань насінини з чарункою  $P_1$  і наступного проходу насінини в чарунку  $P_2$  дуже складно. Оскільки для практичного використання (визначення оптимальної довжини зони заповнення) більш важливо знати вірогідність сумісної реалізації цих простих подій  $P_1 \cdot P_2$ , тобто заповнення насінини в чарунку, то при проведенні експериментальних досліджень звичайно обмежуються визначенням останньої величини ( $P_1 \cdot P_2$ ).

Експериментальні дослідження по визначенню величин, які входять в рівняння (3), проводять в наступній послідовності. Спочатку для різних умов роботи висівного диска і різних конструкцій дисків визначають вірогідність заповнення чарунок насінинами при одноразовій їх зустрічі  $P_1 \cdot P_2$  (при проведенні цих експериментів робочу поверхню висівного диска перекривають таким чином, щоб на ній залишилася відкритою лише одна чарунка), а потім, уточнивши значення величини відносної швидкості насінин  $\vartheta_r$  для різних режимів роботи (для різних колових швидкостей висівного диска  $\vartheta_\delta$ ), за рівнянням (3) визначають оптимальну довжину зони заповнення  $R \cdot \theta$ .

Результати по визначенню величини  $P_1 \cdot P_2$  наведено в табл.1.

Таблиця 1 – Вплив режиму роботи ( $\vartheta_\delta$ ) і конструкції висівного диска на вірогідність заповнення чарунок диска насінинами при одноразовій їх зустрічі  $P_1 \cdot P_2$

Колова швидкість висівного диска $\vartheta_\delta$ , м/с	Вірогідність заповнення чарунок диска насінинами при одноразовій їх зустрічі $P_1 \cdot P_2$			
	Конструкція висівного диска			
	Експериментальний (з проточками)			Серійний (без проточок)
	Глибина проточок, h, мм			
	0,5	1,0	1,5	
0,078	0,083	0,086	0,087	0,063
0,114	0,076	0,078	0,078	0,051
0,202	0,067	0,070	0,071	0,034
0,258	0,039	0,044	0,045	0,026

Як бачимо з таблиці, вірогідність заповнення чарунок експериментальних дисків (з проточкою в зоні розташування чарунок) значно вище ніж серійних (без проточки). Встановлено, що при збільшенні глибини проточки з 0,5 мм до 1,0 мм вірогідність заповнення чарунок зростає, а при подальшому збільшенні глибини проточки (до 1,5 мм) вірогідність майже не змінюється. Також було встановлено, що при збільшенні колової швидкості диска з 0,202 м/с до 0,258 м/с вірогідність заповнення чарунок насінинами значно погіршується як у серійних, так і в експериментальних дисках.

В наступній серії експериментальних досліджень з використанням швидкісної фотозйомки вивчали залежність відносної швидкості насінин від режиму роботи висівного диска ( $v_\delta$ ) і фрикційних властивостей матеріалу диска (коефіцієнта тертя насінин по його поверхні –  $f$ ). За результатами цих дослідів було встановлено зв'язок між величинами  $v_r$  і  $v_\delta$  у вигляді рівняння :

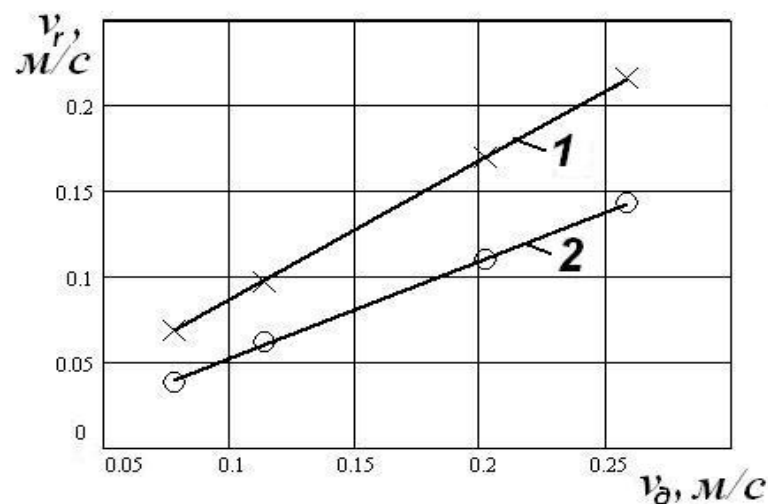
$$v_r = A \cdot v_\delta + B . \quad (4)$$

Коефіцієнти  $A$  і  $B$ , які входять у це рівняння, враховують фрикційні властивості матеріалу висівного диска. Їх визначають методами математичної статистики. Досліди проводили для двох видів матеріалу дисків: алюміній (коефіцієнт тертя насіння цукрових буряків по алюмінію  $f = 0,38$ ) і технічна гума ( $f = 0,53$ ). В результаті проведених дослідів було визначено чисельні значення цих коефіцієнтів, які для вказаних матеріалів становили відповідно:  $A = 0,82$ ,  $B = 0,005$  і  $A = 0,58$ ,  $B = 0,004$ .

Після експериментального визначення величин  $P_1 \cdot P_2$  і  $v_r$ , за рівнянням (3) можна знайти оптимальну (мінімальну) довжину зони заповнення, яка забезпечує якісне заповнення чарунок диска насінинами.

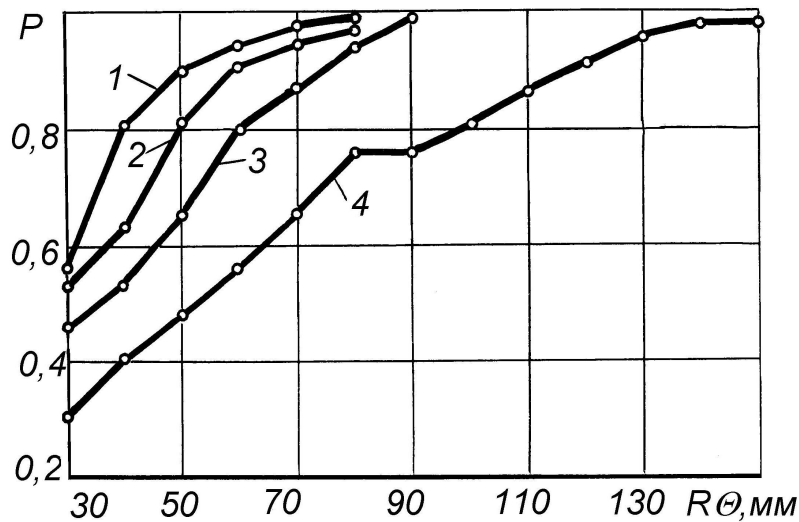
Слід відмітити, що теоретична довжина зони заповнення  $R \cdot \theta_T$ , визначена за рівнянням (3), відрізняється від фактичної довжини  $R \cdot \theta_\phi$ , оскільки при її визначенні не враховується товщина перемички між чарунками на висівному диску. З урахуванням конкретних значень діаметра чарунок і товщини перемички між ними ( $d_\delta = 6,1$  мм і  $\Delta = 3,8$  мм) співвідношення між цими зонами буде таке:

$$R \cdot \theta_\phi = R \cdot \theta_T + \frac{R \cdot \theta_T \cdot \Delta}{d_\delta} = R \cdot \theta_T \left(1 + \frac{\Delta}{d_\delta}\right) = 1,62 \cdot R \cdot \theta_T \quad (5)$$



1 – алюміній; 2 – гума

Рисунок 1 – Залежність відносної швидкості насінин  $v_r$  від колової швидкості висівного диска  $v_\delta$  для різних матеріалів диска



1 – 0,078; 2 – 0,114; 3 – 0,202; 4 – 0,258

Рисунок 2 – Залежність вірогідності заповнення чарунок висівного диска насінинами  $P$  від довжини зони заповнення  $R \cdot \theta$  при різних режимах роботи висівного диска  $v_0$ , м/с

В табл. 2 і на рис. 2 наведено результати аналітичного визначення оптимальної довжини зони заповнення і фактичної її довжини, отриманої за результатами експериментів. Порівнюючи значення оптимальних зон заповнення, отриманих експериментальним шляхом (графіки на рис. 2), з їх значеннями, визначеними аналітичним шляхом (за рівняннями (3) і (5)), наведеними в табл. 2, можна побачити, що вони близькі між собою і зробити висновок, що при проектуванні вертикально-дискових висівних апаратів для обґрунтування оптимальної довжини зони заповнення можна користуватися формулами (3) і (5).

Таблиця 2 – Дані аналітичного визначення оптимальної (мінімальної) довжини зони заповнення

Колова швидкість диска $v_0$ , м/с	Відносна швидкість насінин $v_r$ , м/с	Вірогідність заповнення чарунок насінинами при одноразовій зустрічі $P_1 \cdot P_2$	Теоретична мінімальна довжина зони заповнення $R \cdot \theta_T$ , мм	Фактична мінімальна довжина зони заповнення $R \cdot \theta_\phi$ , мм
0,078	0,069	0,086	44,03	71,32
0,114	0,098	0,078	49,96	80,92
0,202	0,171	0,070	56,53	91,58
0,258	0,217	0,044	90,52	146,64

На підставі проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

Для конкретних умов роботи (висів насіння цукрових буряків фракції 4,5×5,5мм, висівний диск з чарунками  $\varnothing 6,1$  мм, кількість чарунок в одному ряду – 70, матеріал диска – алюміній, колова швидкість диска  $v_0 = 0,202$  м/с) оптимальна довжина зони заповнення становить близько 90 мм, що майже вдвічі менше, ніж у висівному апараті сівалки ССТ-12В. Це свідчить про можливість зменшення довжини зони заповнення серійного висівного апарата без погіршення якості заповнення чарунок диска

насінинами, а отже, і про можливість зменшення габаритів і маси серійних висівних апаратів.

## Список літератури

1. Бузенков Г.М., Ма С.А. Машины для посева сельскохозяйственных культур.– М.: Машиностроение, 1976.– 272 с.
2. Комаристов В.Е., Косинов М.М., Гребенюк В.М. Анализ основных факторов, влияющих на заполнение единичных и групповых ячеек семенами.// Конструирование и технология пр-ва с.-х. машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб.–Вып.11.– К.: ТЕХНІКА, 1981.– С.11–15.

В статье рассмотрены основные факторы, которые влияют на качество заполнения ячеек высевающего диска семенами, в частности, относительная скорость семян по диску и длина зоны заполнения семенной камеры. По результатам экспериментальных исследований определена оптимальная длина зоны заполнения, при которой обеспечивается качественное заполнение ячеек диска семенами.

In the article basic factors which affect quality of filling of cells of sowing disk by seeds are considered, in particular, relative speed of seeds on a disk and length of area of filling of seminal chamber. On results experimental researches optimum length of area of filling, at which the high-quality filling of cells of disk is provided by seeds, is definite.

**А.Д. Шамровский, проф., д-р техн. наук**

*Запорожская государственная инженерная академия*

**М.А. Шамровский, асп.**

*Запорожский национальный технический университет*

## Увеличение жесткости элементов конструкции шлифовального станка с ЧПУ как условие увеличения точности и качества шлифования изделий с криволинейным профилем в поперечном сечении

Рассматриваются вопросы изменения жесткости ключевых элементов конструкции шлифовального станка с ЧПУ с использованием современных типов двигателей: линейного и моментного. Показано, что при достаточной жесткости конструкции станка можно построить упрощенную процедуру вычисления межосевого расстояния с чисто геометрической точки зрения.

**шлифование, ЧПУ, жесткость, криволинейный профиль, точность, качество, линейный двигатель, моментный двигатель**

**Введение.** В настоящее время развита теория [1, 2], в которой для расчета межосевого расстояния при шлифовании изделий сложной формы на станках с ЧПУ предлагается учитывать деформации элементов конструкции станка при помощи соответствующих систем дифференциальных уравнений. Такой подход является, безусловно, адекватным существу вопроса с теоретической точки зрения. Однако на практике отыскание параметров указанных систем дифференциальных уравнений, т.е. приведенных масс и приведенных жесткостей затруднено и может производиться достаточно приближенно. Это приводит к соответствующему снижению точности расчетов. Кроме того, динамические эффекты в виде колебаний элементов станка невозможно учесть предварительно, до начала шлифования. Следовательно, систему дифференциальных уравнений необходимо решать в процессе шлифования, т.е. очень быстро. Современные процессоры, входящие в состав ЧПУ, не в состоянии решать подобные проблемы.

Поэтому в данной работе рассматриваются меры по значительному увеличению жесткостей элементов конструкции станка, в первую очередь, за счет изменения конструкций шлифовальной бабки (ШБ) и передней бабки (ПБ).

При таких условиях появляется возможность пренебречь деформациями станка в процессе шлифования и рассчитывать траекторию хода шлифовального круга (ШК) геометрическими методами.

**Основная часть.** Основным элементом, управляющим перемещением шлифовальной бабки, как правило, является винтовая пара. Однако, при шлифовании деталей сложной криволинейной формы в поперечном сечении приходится использовать реверс, т.е. изменение направления движения ШБ. Как известно, при этом происходит выбор люфта. Хотя в современных конструкциях винтовых пар предпринимается ряд конструктивных решений с целью уменьшения люфта при реверсе, полностью устранить его невозможно; даже самый маленький люфт в несколько микрон приводит к характерным дефектам на поверхности детали в виде соответствующих впадин. Та-

ким образом, для цели особо точного шлифования изделий сложной формы винтовая пара мало пригодна.

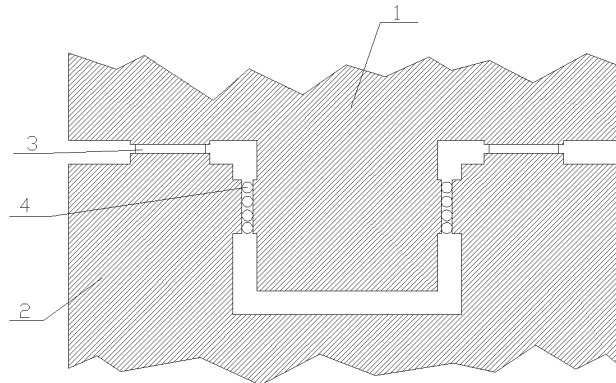
Использование гидравлических приводов для перемещения ШБ, теоретически, устраняет люфт. Однако такие привода значительно уменьшают точность хода по траектории за счет запаздывания управляющего воздействия.

В связи с этим предлагается использование вполне доступной в настоящее время конструкции типа линейного двигателя (рис. 1).



Рисунок 1 – Схема линейного двигателя для перемещения шлифовальной бабки станка

По сравнению с указанными выше конструкциями линейный двигатель практически не имеет люфта при реверсе, имеет малое время реакции на команды ЧПУ, что позволяет пренебрегать этим временем, дает возможность движения ШБ с большими скоростями и ускорениями.



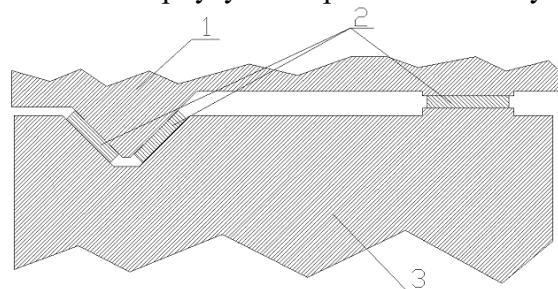
1 – шлифовальная бабка; 2 – подкладная плита; 3 – ролики; 4 – шарики

Рисунок 2 – Пример П-образных направляющих

Указанные достоинства линейного двигателя могут вызвать определенные проблемы, при использовании стандартных конструкций ШБ:

а) большие ускорения и скорости подачи нагружают вертикальные компоненты в П-образных направляющих (рис. 2), что может привести к образованию поперечного люфта для ШБ; это, в свою очередь, приводит к продольному люфту на ШК, поскольку он находится в стороне от направляющей;

б) ось вращения шпинделя ШК, установленного в гидростатических подшипниках, смещается по отношению к корпусу ШБ при больших ее ускорениях;



1 – шлифовальная бабка; 2 – ролики; 3 – подкладная плита для шлифовальной бабки

Рисунок 3 – Пример V-образной направляющей

В связи с этим предлагается изменить конструкцию подкладной плиты и ШБ, применив стандартные V-образные направляющие (рис. 3).

V-образная форма направляющей позволяет, за счет веса ШБ и силы магнитного притяжения линейного двигателя обеспечить отсутствие поперечных смещений. Для уменьшения трения и износа предлагается использовать роликовые линейные подшипники.

Для устранения запаздывания шпинделя ШК, вызванного гидростатическими или гидродинамическими подшипниками, при ускорении ШБ рекомендуется применять ультрапрецизионные подшипники качения.

Рассмотрим типичную конструкцию передней бабки. Двигатель при помощи хвостовика небольшого диаметра соединяется с осью шпинделя. Эта ось также имеет относительно небольшой диаметр, хотя и больший, чем диаметр хвостовика. С противоположной стороны оси шпинделя крепится изделие, к которому прикладывается усилие со стороны ШК. В итоге получается довольно длинный и тонкий вал, реагирующий на нагрузку заметным скручиванием и прогибом.

Предлагается конструкция, опирающаяся на использование так называемого моментного встраиваемого двигателя, который представляет собой кольцо, надеваемое на шпиндель. Это дает возможность резко увеличить диаметр шпинделя. Кроме того, для увеличения жесткости на изгиб, применяются двойные роликовые подшипники, создающие дополнительные точки опоры. Внешний вид соответствующей конструкции изображен на рис. 4.

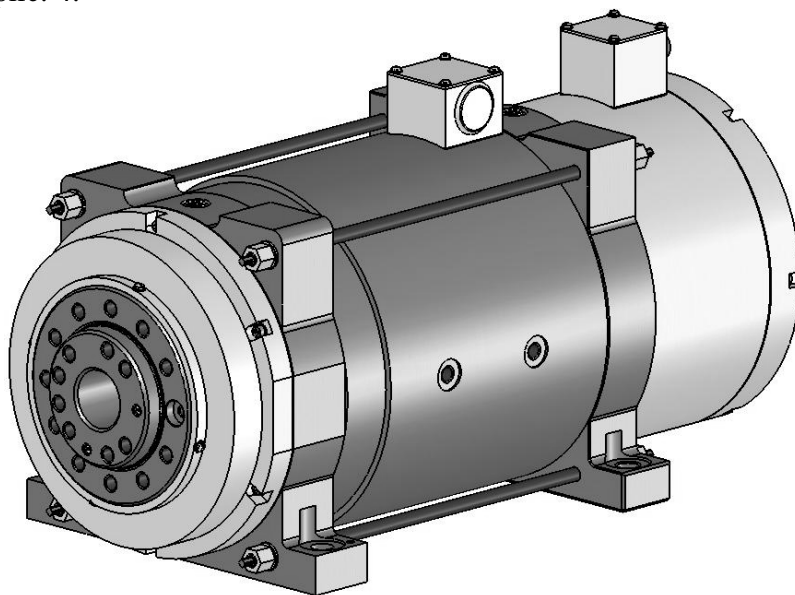


Рисунок 4 – УММШ105 Универсальный моментный мотор-шпиндель  
№1 исполнение 0 конус морзе 5. Диаметрия

Соответствующие расчеты на скручивание для исходного и предлагаемого шпинделей производились при помощи обычных формул на кручение для стержня переменного кругового сечения. Угол скручивания для нового шпинделя примерно в 30 раз меньше чем такой угол для прежнего шпинделя. При этом учитывалась геометрия шпинделей и приложенные на концах крутящие моменты.

Сложнее обстоит вопрос с расчетами на изгиб. Шпиндель представляет собой балку переменного поперечного сечения на нескольких опорах (в случае двух двухрядных подшипников – 4 опоры). Для таких, достаточно сложных, конструкций готовых формул нет. Малоэффективным является и применение каких-либо известных компью-

терных программ. Поэтому соответствующая математическая задача была решена заново.

Запишем дифференциальные уравнения изгиба балки [3]:

$$\theta = y', \quad M = EJy'', \quad Q = (EJy'')', \quad q = (EJy'')'' \quad (1)$$

Пусть момент инерции сечения является переменной величиной:

$$J = J(z). \quad (2)$$

Будем также считать, что распределенная нагрузка отсутствует:  $q = 0$ . Это отвечает пренебрежению весом шпинделя по сравнению с внешними нагрузками. Тогда уравнения (1) решаются следующим образом:

$$\begin{aligned} (EJy'')'' = 0 &\Rightarrow Q = (EJy'')' = A = const \Rightarrow \\ M = EJy'' = Az + B &\Rightarrow y'' = A \frac{z}{EJ(z)} + B \frac{1}{EJ(z)} \Rightarrow \\ \theta = y' = Af(z) + Bg(z) + C; \quad f(z) &= \int_0^z \frac{\zeta d\zeta}{EJ(\zeta)}, \quad g(z) = \int_0^z \frac{d\zeta}{EJ(\zeta)} \\ y = Ae(z) + Bh(z) + Cz + D; \quad e(z) &= \int_0^z f(\zeta) d\zeta, \quad h(z) = \int_0^z g(\zeta) d\zeta. \end{aligned} \quad (3)$$

Записанные здесь интегралы в произвольном случае не сложно находятся каким-либо численным методом.

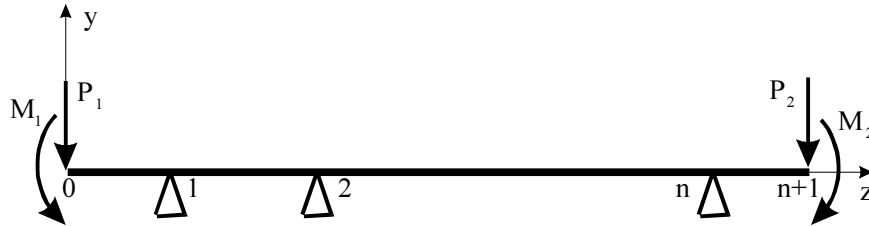


Рисунок 5 – Пример балки с n опорами

Для балки, изображенной на рис. 5, имеем:

$$y_i = A_i e(z) + B_i h(z) + C_i z + D_i, \quad \theta_i = y'_i = A_i f(z) + B_i g(z) + C_i; \quad (4)$$

$$M_i = EJ(z)y''_i = A_i z + B_i, \quad Q_i = [EJ(z)y''_i]' = A_i \quad (i=1, \dots, n+1).$$

Граничные условия:

$$z_0 = 0 \quad M = -R_1, \quad Q = -P_1; \quad (5)$$

$$z = z_{n+1} \quad M = -R_2, \quad Q = P_2;$$

$$z = z_i \quad y_i = 0, \quad y_{i+1} = 0, \quad \theta_i = \theta_{i+1}, \quad M_i = M_{i+1} \quad (i=1, \dots, n).$$

В соответствии с (4) имеем:

$$B_1 = -R_1, \quad A_1 = -P_1; \quad (6)$$

$$A_{n+1} z_{n+1} + B_{n+1} = -R_2, \quad A_{n+1} = P_2;$$

$$A_i e(z_i) + B_i h(z_i) + C_i z_i + D_i = 0;$$

$$A_{i+1} e(z_i) + B_{i+1} h(z_i) + C_{i+1} z_i + D_{i+1} = 0;$$

$$A_i f(z_i) + B_i g(z_i) + C_i - A_{i+1} f(z_i) - B_{i+1} g(z_i) - C_{i+1} = 0;$$

$$A_i z_i + B_i - A_{i+1} z_i - B_{i+1} = 0 \quad (i=1, \dots, n).$$

Решая систему уравнений (6), находим коэффициенты и получаем окончательные результаты из (4).

На рис. 6 изображено поперечное сечение шпинделя.

Для такого шпинделя, рассматриваемого как балка на четырех опорах (один подшипник – две опоры) с нагрузкой на левом конце в виде перерезывающей силы и изгибающего момента произведены соответствующие расчеты, результаты которых графически изображены на рис. 7 (прогиб) и 8 (угол наклона касательной).

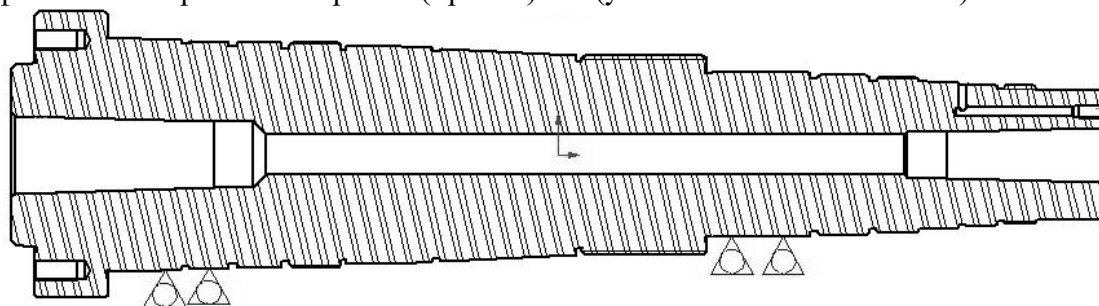


Рисунок 6 – Чертеж поперечного сечения шпинделя УММШ105.60001

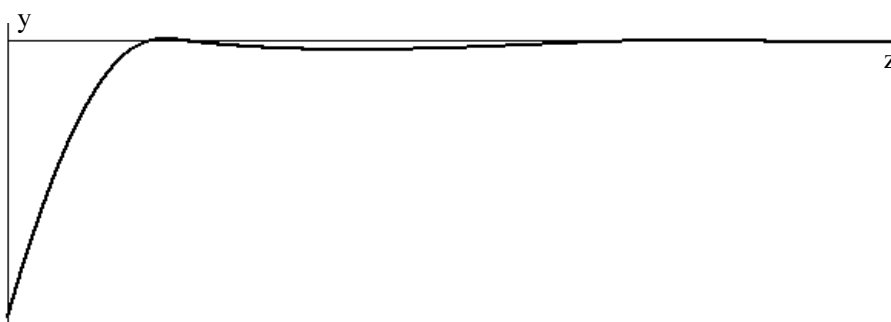


Рисунок 7 – Прогиб оси шпинделя

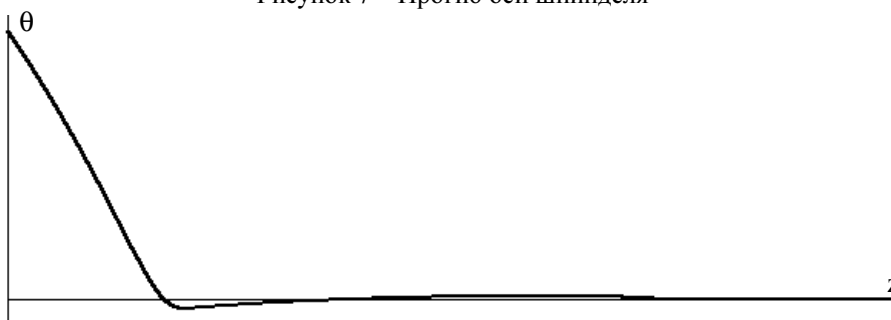


Рисунок 8 – Угол наклона касательной к оси шпинделя

Ввиду большой жесткости конструкции заметные деформации наблюдаются только вблизи нагруженного конца. Сравнение с аналогичными просчетами для существующих шпинделей показало уменьшение деформаций примерно в 10 раз.

Отметим, что в виду сложности формы поперечного сечения любые расчеты, основанные на гипотезах сопротивления материалов, являются приближенными. Поэтому не произведен учет жесткостей опорных подшипников, поскольку для применяемых типов подшипников (Ultra Precision) эта жесткость очень высока и не влияет заметно на результаты. Учтем при этом, что предлагаемые для УММШ105 типы подшипников имеют значительно более высокую жесткость, чем применяемые на известных типах шпинделей. По этому реальная разница в результатах будет еще более значительна, чем расчетная в пользу УММШ105.

Конструкция шпинделя УММШ105 имеет характеристики:

- крепление – типа ВЗ с двумя штифтовыми отверстиями  $\varnothing 8$  мм, разнесенными на противоположные стороны;
- общая длина 633 мм;

- максимальный диаметр –  $\varnothing 270$  мм;
  - максимальный диаметр шпинделя –  $\varnothing 165$  мм;
  - высота центра вращения шпинделя над плоскостью крепления – 135 мм;
  - общая высота с коробами подвода проводов – 318 мм;
  - степень защиты – IP67, вплоть до работы под СОЖ на глубине до 2 м;
  - для дополнительной настройки подшипников и для предварительного напряжения конструкции применены четыре шпильки;
  - требуется охлаждение дистиллированной водой в смеси с 25% тосола через резьбовые отверстия в корпусе моторшпинделя;
  - устанавливаются ультрапрецизионные подшипники с роликами и шариками из металлокерамики, рабочими поверхностями подшипников из металлокерамики.
- Использовался двигатель 1FW6090-0PB10-1JC2 фирмы Siemens с характеристиками:

- максимальный момент вращения при скорости  $1-82 \text{ мин}^{-1}$  – 358 Нм;
- номинальный момент при скорости вращения  $82-270 \text{ мин}^{-1}$  – 238 Нм;
- стартовый момент вращения – 305 Нм;
- максимальная скорость –  $270 \text{ мин}^{-1}$ ;
- обеспечен плавный набор хода без рывков, точность удержания –  $0,0001^\circ$
- для подключения двигателя рекомендуется привод фирмы Siemens.

На шпиндель рекомендуется устанавливать датчик измерений RCN729 фирмы Heidenhain с характеристиками:

- отклонения при удержании, не более –  $0,0001^\circ$
- отклонения при определении угла поворота, не более –  $2''$ .
- точность интерполирования, относительно собственной шкалы –  $0,001^\circ$ ;

**Выводы.** Показано, что для эффективно работы шлифовального станка с ЧПУ необходимо значительное увеличение жесткости элементов конструкции станка. Предложенный новый вариант шпинделя обладает жесткостью превосходящей известные варианты шпинделей того же класса в десятки раз. Кроме того, необходимо применять более современные и прогрессивные типы двигателей – линейные для перемещения активных элементов станка и моментных для вращения шпинделя изделия. При выполнении таких условий появляется возможность составлять программы для ЧПУ по упрощенным расчетным схемам чисто геометрического характера, наиболее пригодных для существующих видов ЧПУ и добиваться при этом высокой точности шлифования.

## Список литературы

1. Прогрессивные процессы обработки фасонных поверхностей / В.К.Кулик, Ю.В. Петраков, В.В. Иотов. – К.: Техніка, 1987. – 176 с., ил. – Библиогр. : С.173–175.
2. Юнусов Ф.С. Формообразование сложнопровильных поверхностей шлифованием. – М.: Машиностроение, 1987. – 248 с. ил.
3. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов. - М.: "Наука", 1974. - 559 с.

Рассматриваются вопросы изменения жесткости ключевых элементов конструкции шлифовального станка с ЧПУ с использованием современных типов двигателей: линейного и моментного. Показано, что при достаточной жесткости конструкции станка можно построить упрощенную процедуру вычисления межосевого расстояния с чисто геометрической точки зрения.

Problems about changing of construction element key stickiness on grinding machine with CNC using modern motor types: linear and moment – are briefly reviewing. If stickiness of machine construction is sufficient it is possible to construct lite model of axle base calculation with geometrical vision is statement.

## Рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою

В статті розглянуто рухові можливості верстатів з паралельною кінематикою, визначено показник рухових можливостей.

**верстат, гексапод, проектування, рухові характеристики, показник рухових можливостей**

Розширення функціональних можливостей металоріжучих верстатів є важливим напрямком вдосконалення їх конструкцій. Це дозволяє виконувати більший діапазон варіантів обробки деталей при покращених техніко-економічних характеристиках. Одним з способів вирішення поставленої задачі є використання у верстатах механізмів паралельної структури (МПС), які в сукупності з виконавчими органами (шпинделями, столами, супортами тощо) створюють верстат з паралельною кінематикою (ВПК). Такі верстати мають значно більший діапазон можливих рухів виконавчих органів (ВО), що дозволяє вести обробку деталей більш складної конфігурації, а це, в свою чергу, дає можливість виготовляти більш якісну конкурентоспроможну продукцію.

Висока рухомість ВПК в основному досягається за рахунок використання механізмів паралельної структури. Конструктивна їх реалізація базується на використанні декількох (звичайно, від 3 до 6) рухомих штанг з опорами. Одним з найбільш розповсюджених та доцільних варіантів є використання 6-штангових МПС, що забезпечує створення гексапода, а в сукупності з ВО – верстата-гексапода.

Можлива кількість варіантів таких конструкцій верстатів дуже велика, так як дуже велика кількість можливих виконань МПС та додаткових рухів допоміжних механізмів верстата (рис. 1). Все це дозволяє виконувати значні варіанти рухів ВО верстата по їх переміщенню та переорієнтуванню. Така рухомість МПС залежить від структури його будови та числа ступенів рухомості його виконавчих органів. Для такої оцінки доцільно використати показник (коефіцієнт) рухових можливостей  $K_p$  [1, 2]. В даному випадку він буде добутком показника переміщень ( $K_n$ ) на коефіцієнт орієнтуючих можливостей (сервіс – С):

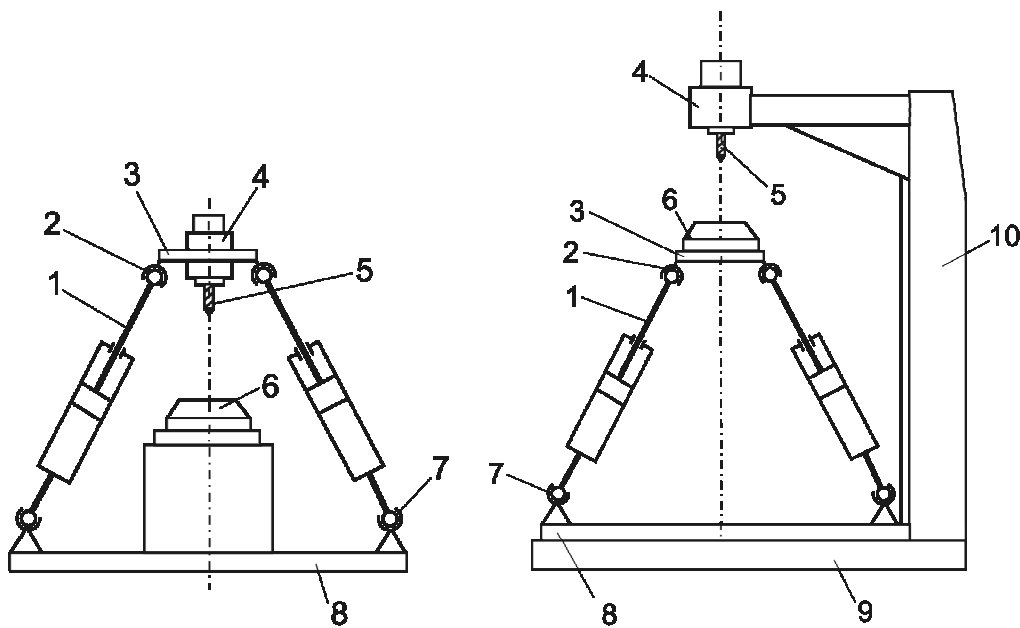
$$K_p = K_n \cdot C.$$

Під показником переміщення слід розуміти відношення реальної величини переміщення рухомої платформи МПС (виконавчого органу) до теоретично можливої. Такий показник можна визначати при переміщенні ВО по лініях, площинах і в об'ємі. Оцінка можливих поступальних рухів МПС є надзвичайно важливою, так як ці рухи у ВПК реалізують як сам процес обробки, так і установчі рухи ВО для забезпечення необхідної точності виготовлення деталі. Оцінку вказаних переміщень, в загальному виді, доцільно виконувати по точці "О", яка співпадає з центром рухомої платформи, розміщеній на осі симетрії платформи МПС у вихідному положенні. Так, при переміщенні платформи по лінії симетрії МПС, коефіцієнт переміщення буде (рис. 2,а):

$$K_{nl} = \frac{l}{L},$$

де  $l$  – величина реального переміщення платформи в заданому напрямку;

$L$  – теоретично можлива величина, яка може реалізуватись ідеальним механізмом. За таку величину доцільно приймати максимальну довжину штанг.



1 – рухомі штанги; 2,7 – шарнірні опори; 3 – рухома плита; 4 – шпindelний виконавчий орган; 5 – ріжучий інструмент; 6 – оброблювана деталь; 8 – базова плита; 9 – основа; 10 – станина

Рисунок 1 – Схеми варіантів верстатів з паралельною кінематикою

Подібним чином можна оцінювати можливості лінійних переміщень в інших напрямках (рис. 2, б).

При переміщенні рухомої платформи в площині відповідний показник буде (рис. 2, в):

$$K_{mn} = \frac{f}{F},$$

де  $f$  – реально можлива величина переміщення (площини) центру платформи;

$F$  – теоретично можлива величина переміщення, яка реалізується ідеальним МПС з максимальною довжиною штанг та з умовою обмеження рухів лінією симетрії опор базової площини.

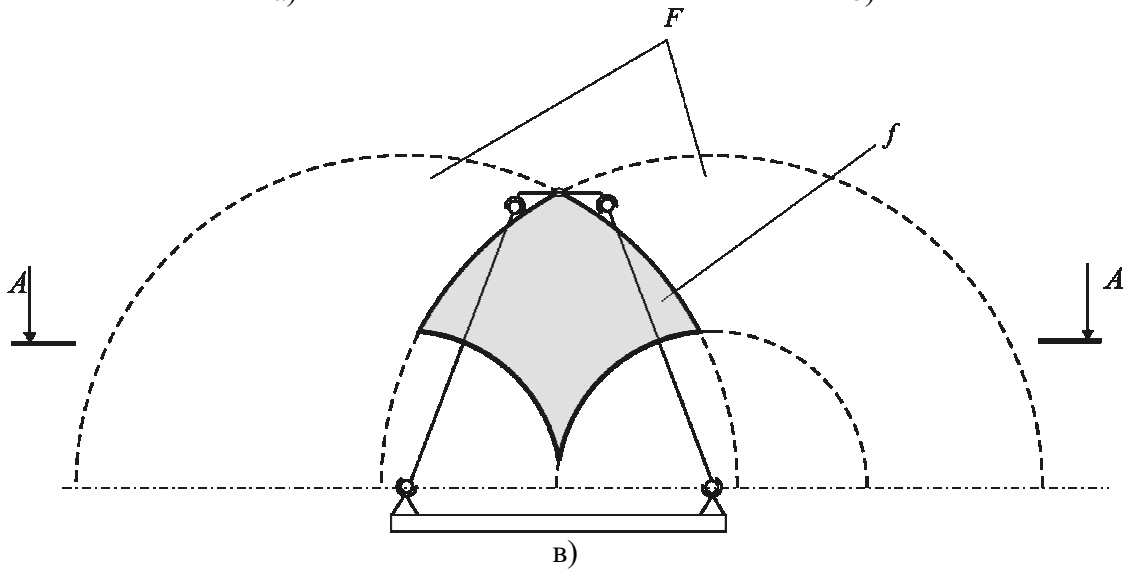
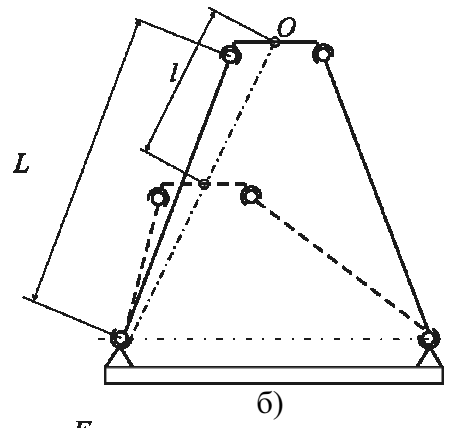
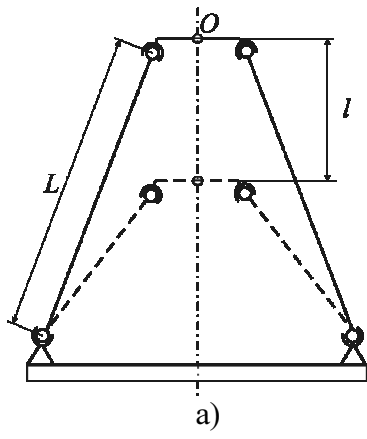
Оцінку таких переміщень можна виконувати в різних площинах, які проходять як через вісь симетрії МПС, так і, наприклад, перпендикулярних до вісі симетрії. Зазначена умова наведена відповідно до перетину А-А (рис. 2, в), для якого площа переміщень згідно відзначених умов показана на рис. 2, г.

При переміщенні рухомої платформи в об'ємі:

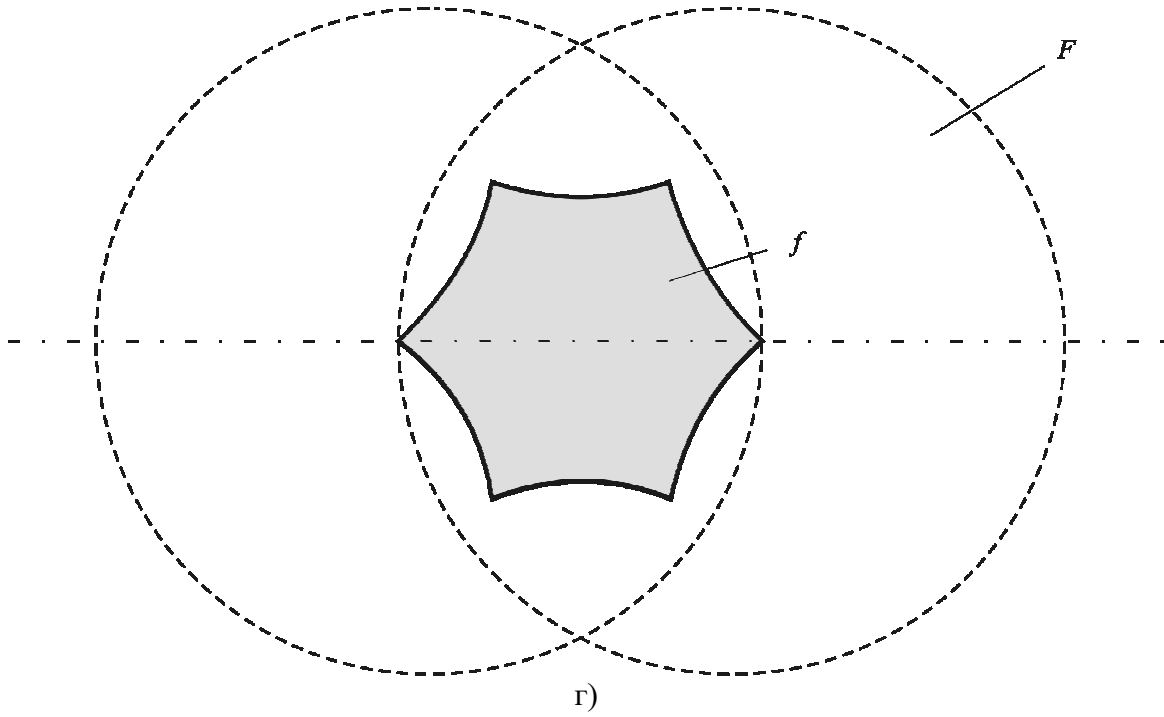
$$K_{no} = \frac{v}{V},$$

де  $v$  – величина об'ємного робочого простору (об'єму), в межах якого може переміщуватись центр рухомої платформи;

$V$  – теоретично можливий об'єм переміщення. Величина цього простору з урахуванням вищенаведених умов представлено на рис. 2, д.



*A-A*



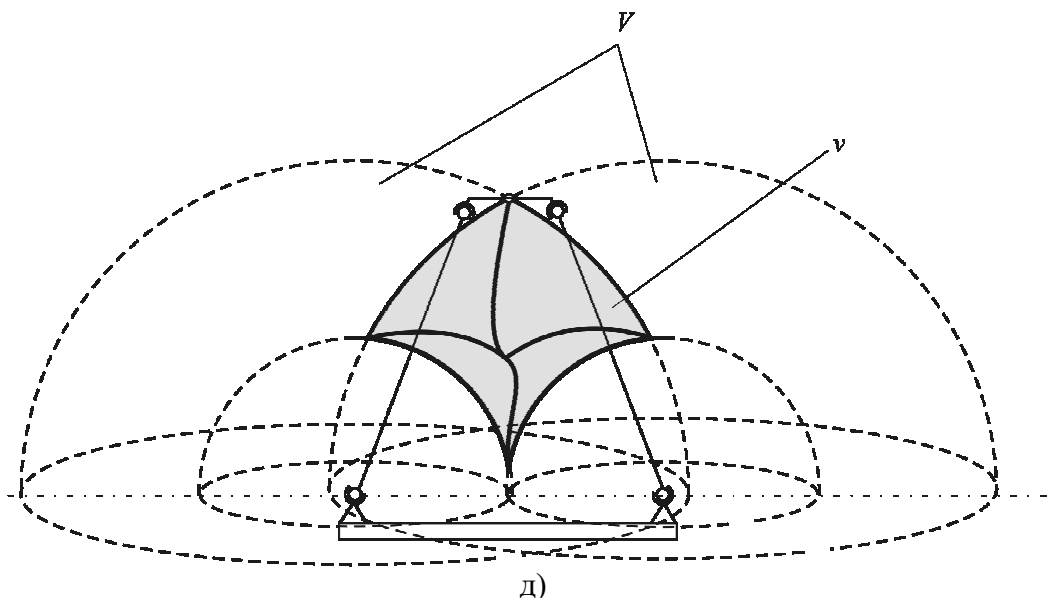


Рисунок 2 – Схеми переміщень рухомої платформи МПС

Наведені формули дозволяють оцінювати ефективність побудови конструкції МПС в плані здійснення максимально можливих переміщень рухомої платформи відносно того простору, який вони займають.

Другою важливою складовою загальних рухів МПС є орієнтуючі рухи, які необхідні для забезпечення необхідної орієнтації ріжучого інструменту чи оброблюваної деталі. Такі рухи можна визначити орієнтацією (нахилом) рухомої платформи ( $C_o$ ) або нахилом осі її симетрії. Окрім цього, необхідно також визначити можливість орієнтації (повороту) рухомої платформи ( $C_n$ ) відносно її осі. Таким чином, сумарну оцінку орієнтуючих рухів МПС визначаємо за показником загальних орієнтуючих можливостей:

$$C = C_o \cdot C_n.$$

Встановлені значення орієнтуючих рухів (можливостей) можна визначити як для окремих точок робочого простору, так і при переміщенні рухомої платформи по лінії, площині чи в об'ємі. Початковою умовою дослідження орієнтуючих рухів є визначення їх для окремої точки робочого простору, з якою співпадає точка центру рухомої платформи. Тоді для однієї з базових площин, в якій визначається кут нахилу платформи, буде оцінюватись сервісом осі:

$$C_o = \frac{\alpha}{2\pi},$$

де  $\alpha$  – кут можливого нахилу рухомої платформи або кут нахилу осі симетрії платформи (рис. 3, а).

Поворот платформи ( $\varphi$ ) відносно власної осі, при довільному значенні кута  $\alpha$  в даній точці (рис. 3, б) є функцією значення  $\alpha$ . Це вказує на те, що для кожного положення платформи буде своє значення кута  $\varphi$ . Тоді середнє значення кута  $\varphi$  в межах зміни кута  $\alpha$  буде

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{\alpha} \int_{(\alpha)} f(\alpha) d\alpha,$$

де  $\alpha$  – максимальний кут, в межах якого визначається кут  $\varphi$ .

Якщо позначити показник орієнтації рухомої площини відносно власної осі

$$C_n = \frac{\varphi}{2\pi},$$

а середнє значення

$$\bar{C}_n = \frac{\bar{\varphi}}{2\pi},$$

то підсумкове середнє значення орієнтуючих рухів в межах можливої осьової орієнтації ( $\alpha$ ) буде:

$$\bar{C}_n = \frac{1}{\alpha} \int_{\alpha} C_n d\alpha.$$

В данній формулі підінтегральна величина ( $C_n$ ) визначається як функція зміни кута  $\varphi$  від кута  $\alpha$ . Відповідна умова приймається і в інших варіантах оцінки орієнтуючих рухів.

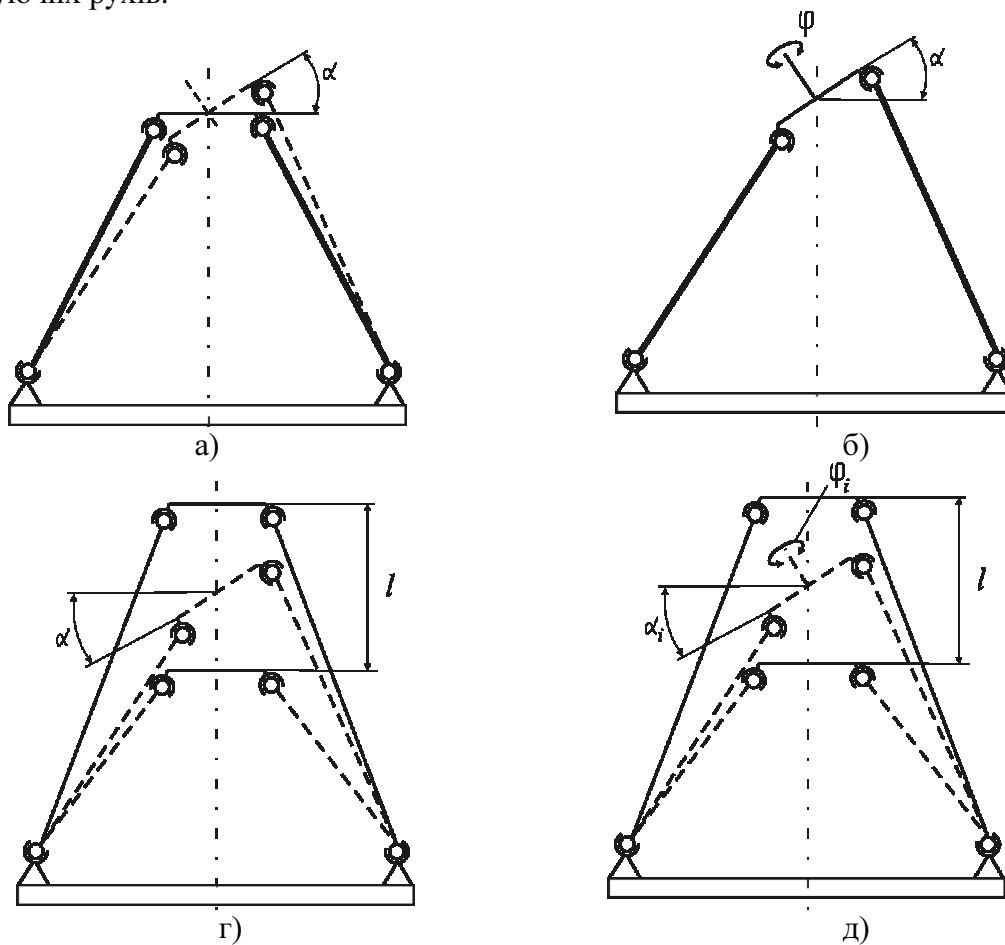


Рисунок 3 – Схеми орієнтуючих рухів при переміщенні платформи в точці та по лінії

При переміщенні центра рухомої платформи по лінії ( $l$ ) значення сервіса  $C_o$  в досліджуваній площині також визначається як середня величина, так як кожному положенню центра платформи по лінії  $l$  буде відповідати своє значення кута  $\alpha$  (рис. 3, в). Тоді

$$\bar{C}_o = \frac{1}{l} \int_{(l)} C_o dl,$$

де  $l$  – величина переміщення центра платформи по досліджуваній лінії.

Значення сервіса повороту платформи ( $C_n$ ) в даному випадку буде залежати як від положення центра платформи по лінії  $l$ , так і від значення кута  $\alpha$  в цій точці (рис. 3, д). Відповідно цей показник також визначається як середня величина

$$\bar{C}_n = \frac{1}{l_{(l)}} \int C_o dl \frac{1}{\alpha_{(\alpha)}} \int C_n d\alpha.$$

Як в цьому, так і у всіх інших випадках середня величина повного сервісу

$$\bar{C} = \bar{C}_o \cdot \bar{C}_n.$$

При переміщенні центра рухомої платформи в одній з досліджуваних площин орієнтуючі можливості також визначаються як середні величини по величині цієї площини ( $f$ ). Так, осьовий сервіс (рис. 4, а) буде

$$\bar{C}_o = \frac{1}{f_{(f)}} \int C_o df.$$

Величина сервіса повороту платформи (рис. 4, б):

$$\bar{C}_n = \frac{1}{f_{(f)}} \int df \int C_n d\alpha.$$

Загальні орієнтуючі можливості МПС визначаються при переміщенні його рухомої платформи в об'ємному просторі. Тобто коли  $\bar{C}_o$  і  $\bar{C}_n$  визначаються як середня інтегральна сума по всьому об'єму  $V$  (рис. 4, в). Тоді

$$\bar{C}_o = \frac{1}{v_{(v)}} \int C_o dv,$$

$$\bar{C}_n = \frac{1}{v_{(v)}} \int dv \int C_n d\alpha.$$

В цілому рухові можливості, як відзначалось вище, визначаються з урахуванням реальних переміщень та орієнтувань рухомої платформи

$$K_p = K_n \cdot C.$$

Наведений показник має місце при наявності двох співмножників. В окремих випадках дослідження можуть виконуватись по окремих складових  $K_n$ ,  $C_o$ ,  $C_n$  та  $C$ . Запропоноване визначення вищенаведених показників забезпечує їх зміну в межах від 0 до 1, що дуже зручно для виконання порівняльного аналізу. Все це дозволяє обґрунтовано вирішувати питання вибору доцільних виконань МПС з найбільш прийнятними конструктивними параметрами.

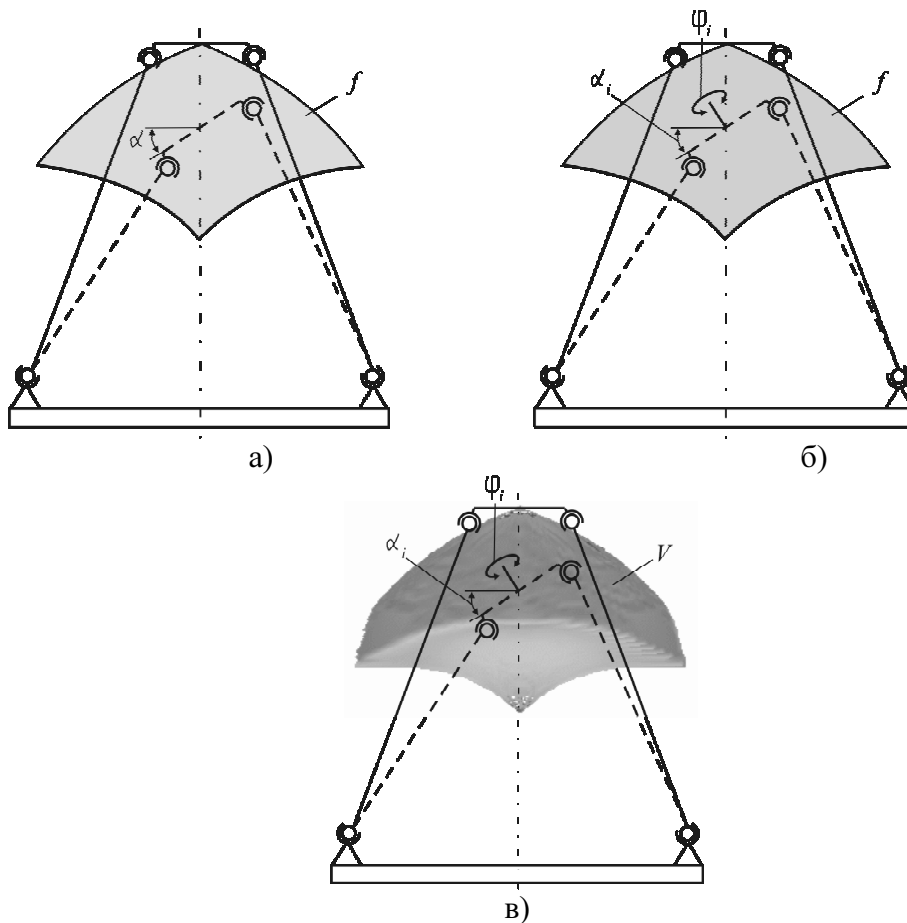


Рисунок 4 – Схеми орієнтуючих рухів при переміщенні платформи по площині і в об'ємі

В цілому рухові можливості, як відзначалось вище, визначаються з урахуванням реальних переміщень та орієнтувань рухомої платформи

$$K_p = K_n \cdot C.$$

Наведений показник має місце при наявності двох співмножників. В окремих випадках дослідження можуть виконуватись по окремих складових  $K_n$ ,  $C_o$ ,  $C_n$  та  $C$ . Запропоноване визначення вищенаведених показників забезпечує їх зміну в межах від 0 до 1, що дуже зручно для виконання порівняльного аналізу. Все це дозволяє обґрунтовано вирішувати питання вибору доцільних виконань МПС з найбільш прийнятними конструктивними параметрами.

## 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. 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 рассмотрены двигательные возможности станков с параллельной кинематикой, определен показатель двигательных возможностей.

Possibilities of parallel kinematics machine-tools are considered in the article.

**В.Н. Кропивный, проф., канд. техн. наук, И.В. Шепеленко, доц., канд. техн. наук, В.В. Черкун, инж.**

*Кировоградский национальный технический университет*

## Исследование свойств покрытия, нанесенного методом ФАБВО

В статье приведены результаты исследований нанесения латунных покрытий методом ФАБВО на поверхности стальных образцов и определения их антифрикционных свойств.

**ФАБВО, латунирование, покрытие, коэффициент трения**

Одним из путей повышения долговечности деталей является применение новых прогрессивных способов обработки, в частности, финишной антифрикционной безабразивной обработки (ФАБО), известной благодаря работам Гаркунова Д.Н., Лозовского В.Н., Балабанова В.И., Рыбаковой Л.М. и др. [1-4].

Усложнение кинематики движения инструмента позволило повысить производительность обработки и разработать эффективную технологию нанесения приработочных покрытий путем финишной антифрикционной безабразивной вибрационной обработкой (ФАБВО) [5].

При нанесении покрытий методом ФАБВО необходимо учитывать такие факторы как взаимное внедрение и массоперенос частиц одной детали на поверхность другой; разрушение оксидных пленок и их удаление из зоны контакта; развитие микропластической деформации в микровыступах шероховатости; интенсивное перемещение в приконтактных объемах структурных дефектов и активация контактных поверхностей; химическое воздействие активных компонентов технологической среды.

В данной работе приведены результаты исследований нанесения латунных покрытий методом ФАБВО на поверхности сталей и чугунов, а также определения антифрикционных свойств этих покрытий.

Нанесение покрытий осуществлялось на разработанной установке [6] с использованием латуни Л62 при следующих режимах латунирования: удельное давление 200 МПа; скорость скольжения 1,82 м/с; амплитуда осцилляции 7,13 мм; отношение частоты двойных ходов инструмента к частоте вращения детали 55.

Опыты по латунированию стальных образцов и оценка качества латунных покрытий, полученных при применении латуни Л62, Л52 показали, что с точки зрения пористости получаемых покрытий и производительности процесса, латунь Л62 дает лучшие результаты. Это объясняется отсутствием в латуни Л62  $\beta$ -фазы, усложняющей перенос меди на стальную поверхность.

Нанесение латунного покрытия фрикционным методом на поверхность образцов из чугуна СЧ15 не дало положительного результата. Объясняется это наличием крупных графитных включений, часть из которых выходят под острым углом на поверхность, тем самым препятствуя схватыванию латуни с металлической основой чугунов (рис.1).

В тоже время при нанесении латунного покрытия на поверхность образцов из чугуна СЧ30 достигаются результаты, близкие к латунированию высоколегированных сталей. Это объясняется повышенной дисперсностью графитных включений, что в меньшей мере препятствует образованию латунного покрытия.

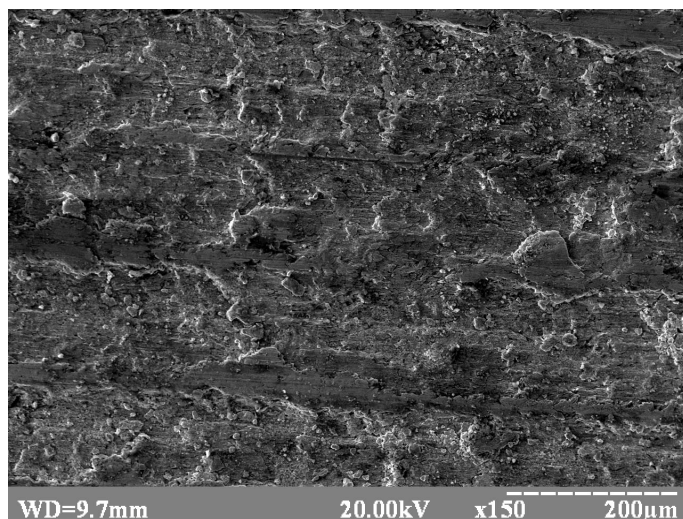


Рисунок 1 - Структура чугуна СЧ15 после ФАБВО,  $\times 150$

На поверхности стальных образцов, имеющих твердость 30...32 HRC и ниже, наблюдаются повреждения в виде кольцевых рисок и ряби (табл.1, 2). При постепенном удалении латунного покрытия с поверхности образцов путем растворения его в аммиаке было установлено, что все вмятины заполнены латунью.

Таблица 1 - Толщина и пористость покрытия при латунировании методом ФАБВО различных материалов

Материал	Обработка образцов и твердость материала	Толщина покрытия, мкм	Пористость покрытия в % от эталона
Сталь 18ХГТ	цементированная, 58...62 HRC	4...6	100
Сталь 45	33...36 HRC	4...6	100
Сталь 20	в состоянии поставки	5...7	90
Сталь ШХ-15	60...62 HRC	4...5	120
Сталь 38ХМЮА	54...58 HRC	4...5	120
Сталь 12ХНЗА	цементированная, 48...50 HRC	4...6	130

Очевидно, что образование кольцевых рисок и вмятин на поверхности стальных образцов, имеющих твердость выше твердости латуни, происходит в результате вдавливания в нее частиц латуни, находящихся в объемно-напряженном состоянии сжатия (рис.2).

Сравнительная оценка антифрикционных свойств латунного покрытия, наносимого на сталь методом ФАБВО, по отношению к антифрикционным свойствам других покрытий проводилась на модернизированной машине трения МИ-1М при

вращательном движении ряда пар трения, в которых сталь работала по стали, имеющие различные покрытия.

Таблица 2 - Состояние поверхности образцов при ФАБВО в зависимости от твердости стали образцов

Материал образцов	Твердость материала, HRC	Состояние поверхности образцов
Сталь 18ХГТ	28...30	имеются кольцевые риски
Сталь 18ХГТ	30...32	имеются кольцевые риски
Сталь 18ХГТ	34...36	шероховатость поверхности соответствует исходной
Сталь 18ХГТ	58...62	шероховатость поверхности соответствует исходной

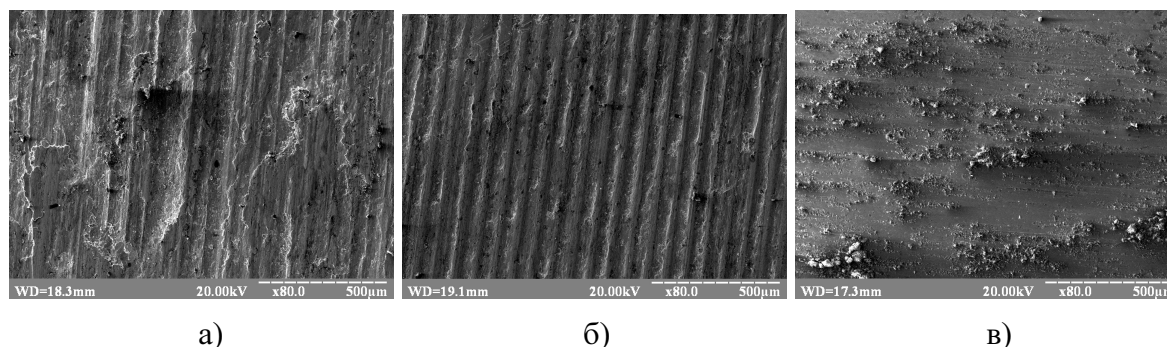


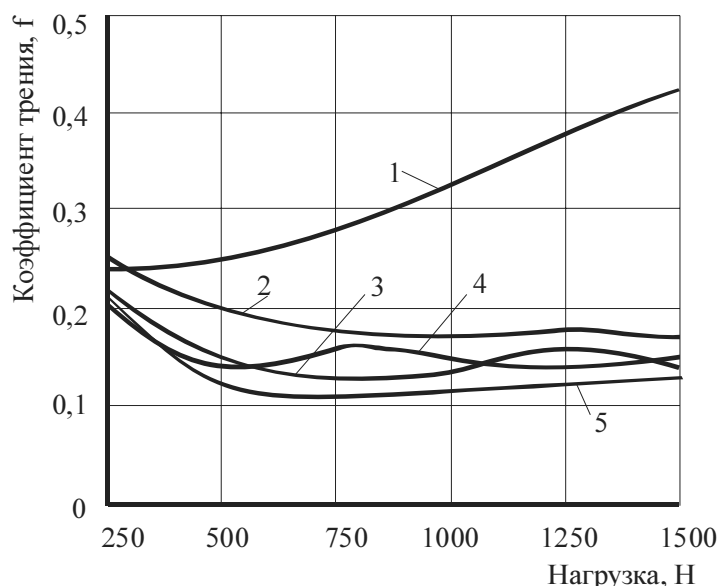
Рисунок 2 - Структуры сталей после ФАБВО,  $\times 80$ : а – сталь 35; б – сталь 45; в – сталь 18ХГТ

В этих опытах одним из образцов являлся вал, которому придавалось вращательное движение, сопряженным образцом являлся сменный вкладыш. Вал был изготовлен из стали 18ХГТ. Поверхность трения покрывалась электролитическим способом сурьмой, висмутом, обрабатывалась методом анодного сульфидирования и ФАБВО. Испытания проводились при различной нагрузке (в пределах 250...1500Н), прикладываемой к сопряженному с валом образцу.

Проведенными испытаниями было установлено (рис.3), что при трении стали без покрытий, схватывание металла наступает уже при нагрузке 750Н. При дальнейшем увеличении нагрузки процесс разрушения поверхностей образцов ускоряется. Дополнительная обработка поверхности трения с образованием покрытий на образцах приводит к снижению коэффициента трения и устранению схватывания.

Таким образом, нанесение латунного покрытия методом ФАБВО может позволить в определенных условиях снизить коэффициент трения, а следовательно улучшить противозадирную стойкость стали более эффективно, чем висмутирование, сурьмирование и сульфидирование. Это объясняется тем, что висмут и сурьма дают пористое покрытие, которое приводит к повышению коэффициентов трения. При сульфидировании образуются сульфиды повышенной твердости, что приводит к снижению износостойкости поверхности.

Использование явления избирательного переноса меди в парах трения может быть реализовано в следующих направлениях его применения.



1 - сталь по сталі; 2 - сталь по сульфидованій сталі; 3 - сталь по сталі, покрита висмутом; 4 - то же, с покриттям сурьмою; 5 - то же, с покриттям латунню методом ФАБВО

Рисунок 3 - Залежність коефіцієнтів трия від нормальної нагрузки, отримана при испытании різних покриттів

Во-первых, можно идти по пути применения пар трия, дающих взаимный атомарный перенос меди и обладающих высокой износостойкостью. Например, применять в подвижных соединениях бронзу БрОФ, работающую по стали при смазке глицерином.

Во-вторых, применительно к соединениям с парами трия сталь по стали, можно производить предварительное нанесение на поверхность трия одной из деталей слоя меди, бронзы или латуни с целью улучшения прирабатываемости и повышения противозадирной стойкости деталей.

Проведенные исследования показали, что нанесение антифрикционных покрытий методом ФАБВО может быть эффективно использовано для обработки деталей.

## Список литературы

1. Гаркунов Д.Н. Триботехника: Износ и безызносность.: Учеб. для вузов. - М.: Изд-во МСХА, 2001. - 615 с.
2. Лозовский В.Н. Надежность гидравлических агрегатов. М.: Машиностроение, 1974. - 320 с.
3. Балабанов В.И. Повышение ресурса дизелей фрикционным латунированием шеек коленчатых валов в ремонтном производстве. Дис...канд. техн. Наук. Брянск, 1980. - 144 с.
4. Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И. Структура и износостойкость металла. М.: Машиностроение, 1982. - 209 с.
5. Спосіб нанесення антифрикційних покриттів: Пат. 35859 України, МКВ С23С20/00 / М.І.Черновол, В.В.Черкун, В.М.Наливайко, Є.К.Солових, І.В.Шепеленко, А.М.Щербина. - Заявл. 14.01.1999; Опубл. 15.02.2001, Бюл.№1. - 2 с.
6. Пристрій для фрикційно-механічного нанесення покриттів: Пат. 35858 України, МКВ С23С20/00 / М.І.Черновол, В.В.Черкун, В.М.Наливайко, Є.К.Солових. - Заявл. 14.01.1999; Опубл. 16.04.2001, Бюл.№3. - 2 с.

У статті наведені результати досліджень нанесення латунних покриттів методом ФАБВО на поверхні зразків із сталі та визначення їх антифрикційних властивостей.

In the article the results of researches of causing of brass coverages by the FABVO method on the surface of steel standards and determination of their antifriktsionnih properties are resulted.

## Оптимізація режимів реактивної потужності з метою мінімізації втрат електроенергії в системі електропостачання Кіровоградського заводу "Червона зірка"

В статті наведена методика оптимального розташування компенсуючих пристроїв в системах електропостачання промислових підприємств та приведені результати розрахунків оптимізації режимів реактивної потужності в мережі заводу «Червона зірка».

**компенсуючи пристрої, математична модель, схема заміщення, направлений граф, цільова функція**

Оптимальне розташування компенсуючих пристроїв (КП) в електричній мережі заводу з математичної точки зору зводиться до знаходження такого вектору змінних (потужності КП), який забезпечує мінімум функції мети, яка відображає критерій якості системи.

Якщо в якості функції мети використати рокові розрахункові затрати на устаткування КП і оплату втрат електричної енергії, пов'язані з передачею реактивної потужності (РП) до місця споживання, то задача оптимального розміщення КП буде являти собою задачу нелінійного (квадратичного) програмування. Вирішення цієї задачі суттєво впливає на техніко-економічні параметри роботи системи електроспоживання промислового підприємства (СЕПП). Рівень компенсації реактивних навантажень і розміщення джерел реактивної потужності в електричній мережі заводу безпосередньо пов'язані з питаннями поліпшення якості напруги, економії електроенергії, збільшення пропускної здатності ліній, трансформаторів і інших елементів мережі.

Поставлена задача може бути сформульована наступним чином. Необхідно знайти значення аргументів, при яких забезпечується мінімум функції розрахункових затрат виду:

$$Z(\bar{Q}) = p \sum_{i=1}^n \Delta K_i \cdot Q_i + C_0 \left[ \sum_{i=1}^n (\Delta P_{K_i} \cdot Q_i + a_i \cdot Q_i^2 + b_i \cdot Q_i) + a_c \cdot Q_c^2 + b_c Q_c + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \frac{(Q_{ni} - Q_i) \cdot (Q_{nj} - Q_j)}{U^2 \cdot 10^3} \cdot R_{ij} \right], \quad (1)$$

де  $n$  – кількість вузлів схеми в котрих прогнозується установка КП;

$i, j$  – індекси змінних, значення яких відповідає номерам вузлів;

$$p = p_n + p_a + p_e \quad (2)$$

$p_n$  – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

$p_a, p_e$  – коефіцієнти амортизаційних відрахувань і експлуатаційних затрат, відповідно;

$\Delta K_i$  – питома вартість батареї статичних конденсаторів у відповідному вузлі схеми;

$Q_i$  – потужність КП у відповідному вузлі;

$C_0$  – питома вартість втрат активної потужності;

$$C_0 = (\alpha \cdot K_M + \mu \cdot \tau) \cdot \varphi. \quad (3)$$

При відсутності відомостей про значення  $C_0$  можна використовувати вираз:

$$C_0 \approx T \cdot \beta, \quad (4)$$

де  $T$  – число годин роботи КП за рік;

$\beta$  – питома вартість втраченої електроенергії;

$\varphi$  – коефіцієнт, що враховує затрати на розширення електричних мереж, що в свою чергу пояснюється передачею додаткової потужності для покриття втрат активної потужності;

$K_M$  – відношення втрат активної потужності СЕПП в момент максимуму активного навантаження енергосистеми до середніх втрат активної потужності СЕПП;

$\mu$  – собівартість електроенергії на шинах електростанцій;

$\alpha$  – питомі втрати, що зумовлені розширенням електростанцій енергосистеми для покриття втрат активної потужності;

$\tau$  – число годин втрат електроенергії за рік в середньому;

$\Delta P_{ki}$  – питомі втрати активної потужності в конденсаторних батареях відповідного вузла;

$a_i, b_i$  - коефіцієнти апроксимації кривої втрат активної потужності в синхронних двигунах відповідного вузла;

$a_c, b_c$  - постійні коефіцієнти функції додаткових втрат активної потужності в мережі енергосистеми при заміні її еквівалентним джерелом реактивної потужності;

$$a_c = \frac{\delta}{2}; \quad (5)$$

$$b_c = \sigma_0,$$

де  $\delta$  – друга похідна від додаткових втрат активної потужності в енергосистемі ( $\Delta P_e$ ) за значенням реактивної потужності, що передається даному підприємству;

$\sigma_0$  - значення першої похідної функції додаткових втрат при  $Q = Q_0$  ( $Q$  – значення РП, що споживається заводом з енергосистеми).

Значення  $\delta$  та  $\sigma_0$  обумовлюються енергосистемою, виходячи з умов оптимальності режиму роботи її мережі:

$$\Delta P_e = b_c \cdot Q + a_c \cdot Q^2; \quad (6)$$

$$\sigma = \frac{\partial \Delta P_e}{\partial Q} = b_c + 2a_c \cdot Q; \quad (7)$$

$$\delta = \frac{\partial^2 \Delta P_e}{\partial Q^2} = 2a_c, \quad (8)$$

де  $Q_{ni}$  – реактивна потужність навантаження у відповідному вузлі схеми;

$U$  – середня напруга високовольтної мережі СЕПП;

$R_{ij}$  – власні і взаємні опори вузлів схеми, приведені до середньої напруги високовольтної розподільчої мережі.

Під власним опором вузла схеми розуміють суму опорів, що лежать на шляху струму від балансного (нульового) вузла до даного вузла схеми ( $R_{ij}$  при  $i=j$ ). Взаємним опором ( $R_{ij}$  при  $i \neq j$ ) вважається сума опорів, що є загальною частиною шляху струму від балансного вузла до двох даних вузлів схеми ( $i$ -й та  $j$ -й вузли).

Вираз (1) можна розглядати як частинний випадок математичної моделі СЕПП. Формулювання задачі виглядає наступним чином: визначити числові значення потужностей компенсуючих пристроїв в вузлах схеми, що забезпечують мінімум річних розрахункових затрат при врахуванні обмежень, що накладаються на змінні:

$$\left. \begin{aligned} Z(\bar{Q}_{kn}) &\rightarrow \min \\ B_i \geq Q_{kni} \geq A_i, i = 1, n \\ \sum_{i=1}^n Q_{kni} &= Q_{kn\Sigma} \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

де  $\bar{Q}_{kn}$  - вектор керованих змінних;

$\bar{Q}_{kni}$  - потужність КП в даному вузлі схеми;

У такій постановці цільова функція (1) представляє собою деяку поверхню в n-мірному просторі. Дослідження показали, що n-мірна функція, яка описує оптимальне розподілення компенсуючих пристроїв в електричній мережі підприємства, залишається строго випуклою[4]. На основі вищесказаного можна зробити висновок, що цільова функція гладка, має один неявно виражений екстремум.

Рішення цієї задачі достатньо ефективно знаходиться при використанні методу спряженого градієнта в поєднанні з методом штрафних функцій.

Основою для вибору методу оптимізації послужило наступне:

1. Метод найбільш повно відповідає постановці задачі;
2. Метод відрізняється високою точністю розрахунку змінних і виконання обмежень;
3. Процес пошуку екстремуму цільової функції має достатньо високу результативність незалежно від заданого початкового наближення.

Рішення задачі оптимальної компенсації реактивної потужності в системі енергопостачання заводу передбачає наявність наступних початкових даних:

1. Електрична схема електропостачання заводу з нанесеними на неї високовольтними синхронними двигунами (СД);
2. Тип кожного СД і його характеристики;
3. Графіки споживання реактивної потужності для усіх живлячих ліній і підстанцій;
4. Економічно обумовлена найбільша величина РП, яка може бути передана з енергосистеми підприємству в режимі її максимальних активних навантажень;
5. Визначена за технічними умовами найменша величина РП, яка може бути передана з енергосистеми підприємству в режимі її мінімальних активних навантажень;
6. Визначені для режиму максимального реактивного навантаження заводу значення першої та другої похідної від сумарних втрат активної потужності в мережах енергосистеми за величиною реактивного навантаження заводу [1];
7. Технічні параметри живлячих ліній;
8. Години максимуму і мінімуму активного навантаження енергосистеми.

Підготовка початкових даних починається з опрацювання схеми електропостачання заводу і складання її схеми заміщення. При цьому враховуються тільки активні опори елементів схеми.

Трансформатор вводиться в схему заміщення опором:

$$R_{mp} = \frac{\Delta P_{кз} \cdot U^2}{S_{н.м}} \cdot 10^3. \quad (10)$$

Лінія вводиться в схему заміщення опором:

$$R_l = R_0 \cdot l. \quad (11)$$

Всі опори приводяться до сумарної наружи високовольтної розподільчої мережі заводу, прийнятому в якості базового.

$$R_{np} = R_{факт} \cdot \frac{U^2_{баз}}{U^2_{факт}}. \quad (12)$$

Синхронні двигуни в схемі заміщення зображуються у вигляді окремих гілок з нульовим опором (рис. 1)

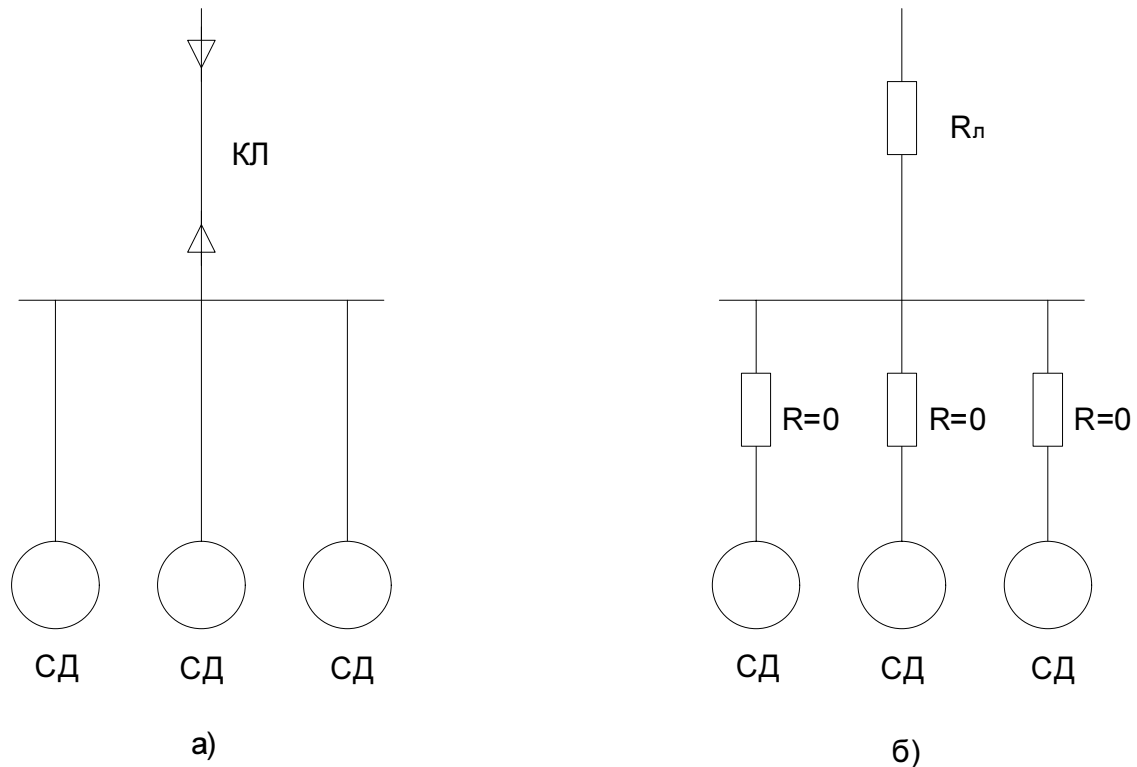


Рисунок 1 - Електрична схема (а) та схема заміщення (б) синхронних двигунів

Наступним етапом опрацювання схеми є нумерація її вузлів. Ця операція виконується за поколінням направленої графу, яким є електрична мережа системи електропостачання заводу.

Приклад нумерації вузлів схеми приведений на рис. 2:

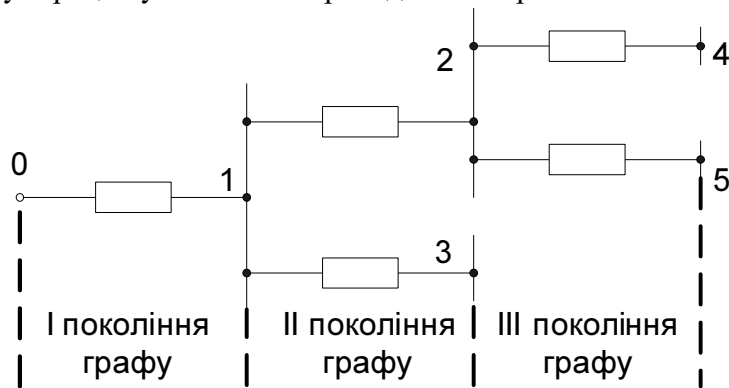


Рисунок 2 - Нумерація вузлів схеми заміщення

Реактивні навантаження в вузлах схеми зображаються їх середньорічними значеннями, а при розрахунку регулювання КП – середньозмінними величинами, що визначають за добовими графіками.

Схема електропостачання заводу і схема заміщення в даній статті не приведені.

Усього до оптимального розподілення компенсуючих пристроїв по мінімуму затрат в схемі електропостачання розглядалось 98 вузлів, на стороні напругою 6 кВ і 0,4 кВ.

Оцінка економічної ефективності впровадження оптимального режиму компенсації реактивних навантажень проводиться порівнянням річних розрахункових затрат при існуючому і оптимальному режимах компенсації:

$$\mathcal{Z} = \mathcal{Z}_{\text{існ}} - \mathcal{Z}_{\text{опт}}, \quad (13)$$

$$\mathcal{Z}_{\text{існ}} = C_0 \cdot (\Delta P_{\text{бк}} + \Delta P_{\text{СД}} + \Delta P_{\text{мережі}}), \quad (14)$$

$$\mathcal{Z}_{\text{опт}} = p_n \cdot K_{\text{доод}} + C_0 \cdot (\Delta P'_{\text{бк}} + \Delta P'_{\text{СД}} + \Delta P'_{\text{мережі}}), \quad (15)$$

де  $\Delta P_{\text{бк}}$ ,  $\Delta P'_{\text{бк}}$  - середні втрати за рік активної потужності в конденсаторних батареях до і після оптимізації;

$\Delta P_{\text{СД}}$ ,  $\Delta P'_{\text{СД}}$  - середні втрати за рік активної потужності в синхронних двигунах до і після оптимізації;

$\Delta P_{\text{мережі}}$ ,  $\Delta P'_{\text{мережі}}$  - середні втрати за рік активної потужності в елементах електричної мережі до і після оптимізації;

$K_{\text{доод}}$  - капіталовкладення в установку додаткових конденсаторних батарей.

Величина економічного ефекту (грн./рік) в період окупності додаткових капіталовкладень може бути визначена за виразом:

$$E' = C_0 \cdot [(\Delta P_{\text{бк}} - \Delta P'_{\text{бк}}) + (\Delta P_{\text{СД}} - \Delta P'_{\text{СД}}) + (\Delta P_{\text{мережі}} - \Delta P'_{\text{мережі}})] - p_n \cdot K_{\text{доод}}. \quad (16)$$

Період окупності додаткових капіталовкладень:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{доод}}}{E'}. \quad (17)$$

По закінченню терміну окупності величину економічного ефекту можна визначити, якщо використати наступний вираз:

$$E = C_0 \cdot [(\Delta P_{\text{бк}} - \Delta P'_{\text{бк}}) + (\Delta P_{\text{СД}} - \Delta P'_{\text{СД}}) + (\Delta P_{\text{мережі}} - \Delta P'_{\text{мережі}})]. \quad (18)$$

Результати розрахунків показали, що при існуючому режимі компенсації річні затрати склали величину 285241,94 грн., а при оптимальному розміщенні компенсуючих пристроїв величину 185743,52 грн.

Таким чином річний економічний ефект складає:

$$\mathcal{Z} = \mathcal{Z}_{\text{існ}} - \mathcal{Z}_{\text{опт}} = 285241.94 - 185743.52 = 99498.42 \text{ грн.}$$

При цьому вартість електричної енергії  $C_0$  у виразі (18) за даними Обленерго для електричних мереж напругою до 27,5 кВ складає  $52,2 \frac{\text{конт}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$ .

Якщо на діючому підприємстві знаходиться достатня кількість джерел реактивної потужності і додаткових капіталовкладень на їх придбання не потрібно, тоді достатньо в цільовій функції (1) нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень  $p_n$  прирівнювати до нуля і оптимальне розподілення компенсуючих пристроїв в вузлах системи електропостачання буде здійснюватися по мінімуму електричних втрат в системі електропостачання заводу.

## Список літератури

1. Каялов Г.М, Каждан А.Э, Ковалёв И.Н, Куренный Э.Г. Основы построения промышленных электрических сетей. М.: Э.: 1978.
2. Скоков В.А., Орлова А.Е. Функции многих переменных. М.: МГУ им. Ломоносова, 1971.

3. Указания по компенсации реактивной мощности в распределительных сетях. М.: Э.: 1982.
4. Стрельников Н.А. О виде целевой функции в задаче оптимизации структуры и мощности компенсирующих устройств системы электроснабжения промышленных предприятий /Сб. «Режимы электрических сетей и систем». Новосибирск, 1974.
5. Оптимальное размещение компенсирующих устройств в электрической сети завода «Красная звезда». Отчёт по НИР № гос. рег. 80067925, КНТУ, Кировоград.

В статье приведена методика оптимального расположения компенсирующих устройств в системах электроснабжения промышленных предприятий и приведены результаты расчетов оптимизации режимов реактивной мощности в сети завода «Червона Зірка».

In the article resulted method of optimum location of compensating devices systems of electric supply of industrial enterprises and organized results of calculations for optimization of the modes of reactive-power in the network of factory «Chervona Zirka».

## ЗМІСТ

<i>Черновол М.І., Кропивна А.В., Струтинський В.Б.</i> Спектральні характеристики вібраційних параметрів токарного багатшпindelного автомата .....	3
<i>Добротвор І.Г.</i> Дослідження динаміки структуроутворення епоксикомполітів на багатовимірних просторових формах .....	6
<i>Велит І.А.</i> Джерела світла зі зменшеною кількістю ртуті для умов тепличного господарства .....	13
<i>Віхрова М.С.</i> Синтез оптимальної системи стабілізації роботи гідротрансмісії зернозбирального комбайну .....	17
<i>Бруцький О.П., Василенко Ф.І., Василенко І.Ф., Рева О.М.</i> Дослідження експлуатаційних характеристик пар тертя жаток збиральних машин .....	21
<i>Бровченко А.М., Сабирзянов Т.Г., Филимонихин Г.Б., Пономаренко І.Ф.</i> Исследование качества поверхности после размерной обработки высококоэрцитивных литых магнитных сплавов .....	24
<i>Носуленко В.І., Бровченко А.М., Смоквина В.В., Возна Н.Г., Волошина Н.Г.</i> Исследование процесса алмазно-абразивной обработки твердых и магнитных сплавов с использованием малогабаритных лабораторных (стендовых) установок .....	29
<i>Віхрова Л.Г., Аулін В.В., Бісюк В.А., Гамалій В.Ф.</i> Перспективи розвитку автоматичного управління технологічним процесом наплавлення композиційних покриттів .....	35
<i>Блохін Л.М., Осадчий С.І.</i> Оптимальна система стохастичної стабілізації багатовимірного нестійкого безпілотного об'єкта .....	40
<i>Кондратець В.О., Мацуї А.М.</i> Теоретичне дослідження відкритого гідростатичного перетворювача параметрів рідких середовищ .....	49
<i>Казанцев Ю.І., Коновалов І.В., Мануйлов В.Ф., Крепак Н.С.</i> Нормування електроспоживання в системі електропостачання Олександрійської фабрики діаграмних паперів .....	55
<i>Іващук В.В., Луцька Н.М., Ладанюк А.П.</i> Використання мультимедійних технологій при викладанні спеціальних дисциплін .....	60
<i>Версаль Ю.В., Осадчий С.І., Версаль В.О.</i> Обґрунтування структури нейронної мережі для визначення ймовірності захворювання тварин маститом .....	65
<i>Лепёшкин Н.Д., Лойко С.Ф., Дубовик В.О.</i> Анализ основных факторов, определяющих развитие семян зерновых культур в условиях Нечерноземья .....	71
<i>Лепёшкин Н.Д., Медведев А.Л., Салапура Ю.Л., Дубовик В.О.</i> Экспериментальные исследования питателя эжекторного типа для пневматических сеялок .....	78

<i>Безпалов Р.І., Дубовик В.О.</i> Прилад для визначення якості консервованого корму.....	84
<i>Криськов О.Д.</i> Оперативна техніко-економічна оцінка рішення технолога-проектанта в САПР регламентів технологічних процесів.....	88
<i>Іваник І.М.</i> Розробка принципів підвищення надійності ПЕТМу призначення режимів різання для ОТРА та БТА.....	100
<i>Пархоменко М.Д., Кондратець В.О., Пархоменко Ю.М.</i> Визначення математичної моделі розрахунку коефіцієнту опору повітря та критичної швидкості зерна при його транспортуванні висівним апаратом .....	105
<i>Лімонт А.С.</i> Передумови нормування мінливості вирівняності стеблостою льону-довгунцю.....	110
<i>Дреєв О.М., Слюсар О.В.</i> Дослідження впливу шляху розгортки на ступінь ентропійного стиснення цифрового зображення .....	115
<i>Сакало В.М.</i> Аспекти екологічного обґрунтування комп'ютеризації посіву просапних культур.....	119
<i>Кириченко А.М.</i> Моделювання жорсткості верстата-гексапода .....	122
<i>Сидоренко В.В., Помазан Л.В., Минайленко Р.М.</i> Застосування методу Калмана при проектуванні автоматизованих систем керування норіями.....	127
<i>Козлов В.Д., Соколова Н.П.</i> Аналізу стану та перспективи розвитку політики енергозбереження в цивільній авіації .....	131
<i>Веселовська Н.Р., Струтинський В.Б.</i> Взаємодія матеріального, енергетичного та інформаційного потоків у гнучких виробничих системах на основі багатокоординатних верстатів .....	142
<i>Мажара В.А., Павленко І.І.</i> Дослідження умов зміни захватів місцями в робочій зоні верстату .....	150
<i>Підгаєцький М.М., Скібінський О.І., Козинець Д.Б.</i> Умови швидкісного шліфування поверхонь деталей із загартованої сталі 18ХГТ.....	155
<i>Дерев'янка Д.А., Кондратюк Д.Г., Комаха В.П.</i> Інтенсифікація процесу пров'ялювання різних частин стебла бобових трав при допомозі плющення.....	160
<i>Мажейка О.Й.</i> Модифікування технології лазерної обробки деталей сільськогосподарської техніки.....	164
<i>Павленко І.І., Годунко М.О.</i> Аналіз впливу конструктивних параметрів захватних пристроїв роботів на сумарні сили затиску деталей.....	168
<i>Осадчий С.І., Шаповалова І.А., Гамалій В.Ф., Гончаренко Б.М.</i> Робастна стійкість стохастичної системи стабілізації потужності різання .....	173
<i>Гамалій В.Ф., Мажейка О.Й., Сторожук М.В.</i> Розширення можливостей використання гідроприводів у сільськогосподарських машинах.....	177

<i>Ковришкін М.О., Сало В.М., Хамуйєла Ж.А. Гєрра, Хамуйєла Т.О.</i> Удосконалення спеціальних черв'ячних фрез для обробки черв'ячних коліс.....	181
<i>Кондратець В.О., Рева О.М., Карчевська М.О.</i> Теоретичне дослідження усталених і перехідних режимів роботи куль та футеровки в млинах .....	187
<i>Пестунов В.М., Стеценко О.С.</i> Підвищення ефективності механізмів подачі верстатних систем.....	197
<i>Пестунов В.М., Стеценко О.С.</i> Підсилювачі потужності в механізмах подачі технологічного устаткування.....	206
<i>Лобок О.П., Гончаренко Б.М., Віхрова Л.Г.</i> Синтез оптимальних матричних регуляторів з мінімальною чутливістю до зовнішніх збурень.....	214
<i>Голик О.П., Жєсан Р.В., Босов Є.П., Крепак Н.С.</i> Розрахунок основних показників роботи горизонтально-осьової вітроелектричної установки у складі системи автоматизованого енергопостачання автономного споживача в умовах Кіровоградського регіону.....	224
<i>Надєїна Е.В.</i> Параметри пристрою для заточування передньої поверхні гострокінцевих різців різцевої головки з нахиленими пазами .....	234
<i>Гринь Д.В.</i> Верстатно-інструментальне забезпечення формоутворення черв'яків з угнутих профілем витка конічною виробною поверхнею .....	238
<i>Павленко І.І., Сторожук М.В., Чайковський О.Б.</i> Оптимальність параметрів ходових систем сільськогосподарських машин .....	244
<i>Ковришкін М.О., Сабірзянов Т.Г., Садченко О.І.</i> Визначення органічної похибки профілювання черв'ячних фрез з поділим профілем інструментальної рейки.....	247
<i>Кулєшков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиєнко А.А.</i> Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса .....	253
<i>Сабірзянов Т.Г., Васильковський М.І., Нєстеренко О.В.</i> До методики визначення швидкості введення зерна в пневмосепараційний канал .....	263
<i>Сидоренко В.В., Смирнова Н.В.</i> Стабилизация величины межэлектродного промежутка станка размерной обработки электрической дугой .....	267
<i>Василенко І.Ф., Василенко Ф.І., Бруцький О.П., Рева О.М.</i> Залежність температури у зоні тертя підшипників ковзання від режимів ультразвукової обробки композиційних покриттів .....	271
<i>Бєвз О.В.</i> Оцінка впливу автомобільного транспорту на якість повітряного середовища Кіровоградщини .....	273
<i>Васильковський О.М., Філімоніхін Г.Б., Петренко Д.І.</i> Результати експериментальних досліджень роботи пруткового барабану відцентрово-пневматичного сепаратора зерна.....	278

<i>Васильковський О.М., Носуленко В.І., Гуцул В.І., Савченко Д.С.</i> Результати експериментальних досліджень якості роботи дискових очисників лап парових культиваторів .....	283
<i>Сидоренко В.В., Матвєєв К.Д., Лузан П.Г., Шмат С.І., Олійникова В.Ю.</i> Підвищення ефективності та якості роботи дозаторів грубих і соковитих кормів .....	288
<i>Павленко І.І., Косінов М.М., Амосов В.В.</i> Обґрунтування оптимальної довжини зони заповнення вертикально-дискового висівного апарата .....	293
<i>Шамровський А.Д., Шамровський М.А.</i> Увеличение жесткости элементов конструкции шлифовального станка с ЧПУ как условие увеличения точности и качества шлифования изделий с криволинейным профилем в поперечном сечении .....	298
<i>Павленко І.І., Валявський І.А.</i> Рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою .....	304
<i>Кропивний В.Н., Шепеленко І.В., Черкун В.В.</i> Исследование свойств покрытия, нанесенного методом ФАБВО .....	311
<i>Казанцев Ю.І., Коновалов І.В., Мануйлов В.Ф., Крепак Н.С.</i> Оптимізація режимів реактивної потужності з метою мінімізації втрат електроенергії в системі електропостачання Кіровоградського заводу "Червона зірка" .....	315

## ДЛЯ НОТАТОК

Збірник наукових праць  
Кіровоградського національного технічного університету

**Техніка в сільськогосподарському виробництві,  
галузеве машинобудування, автоматизація**

КГ № 0248-У від 07.03.2001 р.

Випуск 21

Комп'ютерна верстка: *В.В. Абрамова*

Тиражування на різнографі: *Ю.М. Рубан*

Здано в набір 10.11.2008. Підписано до друку 15.12.2008. Формат 60x84 1/8.  
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman. Умов. друк. арк. 40. Обл. вид. арк. 26,5.  
Тираж 300 прим. Зам. № 556/2008.

© РВЛ КНТУ, 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, тел. 390-551, 390-541, 55-92-45.